+ 7414/1

BULETINUL ȘTIINȚIFIC ȘI TEHNIC AL INSTITUTULUI POLITEHNIC „TRAIAN VUIA” TIMIȘOARA

28. 1983.

MECANICĂ

Tomul 28 (42) Fascicola 1-2

IANUARIE — DECEMBRIE
1983

Cititorii din străinătate se pot abona prin

I L E X I M,

Serv. Export-import presă - Press Department

str. 30 Decembrie nr. 3-5 P.O.B. 136-137

Bucharest - Romania

BULETINUL ȘTIINȚIFIC ȘI TEHNIC AL INSTITUTULUI POLITEHNIC „TRAIAN VUIA” TIMIȘOARA

Seria Mecanică

Tomul 28 (42) Fascicola 1-2

IANUARIE — DECEMBRIE
1983

1989

BME KÖZPONTI KÖNYVTÁRA
F 1474/17
INSTITUTUL POLITEHNIC CLUJ
BIBLIOTECA CENTRALĂ

COLEGIUL DE REDACŢIE

Prof. dr. ing. COLETA DE SABATA - preşedintele colegiului, Prof. dr. ing. IOAN DRĂGOI, Prof. em. dr. doc. ing. GHEORGHE SILAŞ - redactor şef, Acad. IOAN ANTON, Prof. dr. ing. TOMA DORDEA, Prof. dr. ing. FRANCISC KOVÁCS, Prof. dr. ing. TIBERIU MUREŞAN, Prof. dr. ing. DUMITRU BECHERESCU, Conf. dr. ing. TRAIAN NICOARĂ, Prof. dr. doc. ing. IOAN FILIMON, Prof. dr. doc. ing. CONSTANTIN ŞORA, Prof. dr. ing. VASILE COCHECI, Lect. dr. GEORGETA CIOBANU, Prof. dr. ing. LIVIU BRÎNDEU - secretar de colegiu.

Budapesti Műszaki Egyetem
Központi Könyvtára
Folyóiratleltár
P 138/1984

COMITETUL DE REDACŢIE

Mecanică teoretică şi aplicată

Prof. dr. ing. FRANCISC KOVÁCS - redactor responsabil, Prof. em. dr. ing. GHEORGHE SAVII - redactor resp. adj., Prof. dr. ing. IOSIF GROŞANU, Acad. IOAN ANTON, Prof. Prof. dr. ing. AUREL NANU, Prof. dr. ing. DAN PERJU, dr. doc. ing. VOICU SAFTA, Prof. dr. ing. MARIN TRUŞCULESCU, Prof. em. dr. doc. ing. GHEORGHE SILAŞ, Prof. dr. ing. CORNEL UNGUREANU, Prof. dr. ing. VASILE HOANCĂ, Prof. dr. doc. ing. ŞTEFAN CĂPROIU, Prof. dr. ing. IOAN ILCĂ - I.S.H., Şef. lucr. dr. ing. ANTON BARTL - I.S.R., Lect. dr. GEORGETA CIOBANU, Conf. dr. ing. PETRE COJEREANU - secretar de redacţie.

BUDAPESTI MŰSZAKI EGYETEM KÖNYVTÁRA 1848

Buletinul Ştiinţific şi Tehnic
al
Institutului politehnic "Traian Vuia" Timişoara
Tom 28(42) MECANICA 1983

SUMAR

REZISTENTA MATERIALELOR - ORGANE DE MASINI - TEORIA MECANISMELOR

Ciocîov D: Deformarea plastică instabilă în recipiente cilindrice cu pereţi subţiri 1

Puri G: Folosirea schemelor de flux informaţional pentru determinarea caracteristicilor de frecvenţă complexă ale sistemelor de măsură 9

TERMOTEHNICA SI MASINI TERMICE

Jădăneanţ M: Consideraţii asupra comportamentului plăcilor de azbociment şi a rulourilor rigide din materie plastică, utilizate ca dispersoare în turnurile de răcire 17

MECANICA FLUIDELOR SI MASINI HIDRAULICE

Tămaş M: Contribuţii la calculul şi dimensionarea turbotransformatoarelor de clasa I 21

Sisak E: Caracteristica aerodinamică universală a paletei de rotor al turbinelor eoliene cu ax orizontal 29

Gheorghiu M., Galeriu C.D.: Studiul experimental al rezistenţei la înaintare al modelului Magnibus -02 33

Galeriu C.D., Gheorghiu M.: Studiul condiţiilor de ventilaţie pentru modelul Magnibus -02 39

Bărglăzan M., Bărglăzan M.: Cu privire la interpretarea entropic-informaţională a metodei Dr.Cosma de măsurare a debitului 45

Popoviciu M.C., Kuzman A.F., Ciocîrlan C.: Contribuţii privind comportarea cavitaţională a turbinelor hidraulice 51

TEHNOLOGIE MECANICA

Mânea L., Maksay S.: Studii teoretice şi experimentale privind creşterea randamentului cuptoarelor de încălzire cu flacăra întoarsă utilizînd zidărie permeabilă. 59

Popa H., Achimescu N.: Uzura, durabilitatea şi coeficientul de polaritate la prelucrarea dimensională prin eroziune electrică 65

TEHNOLOGIA CONSTRUCTIILOR DE MASINI

Dodon E., Buliga N., Ogrean A.: Rigiditatea echipamentelor tehnologice la danturarea cu freza melc 73

Radu I., Putz V., Pop I.: Dinamometru cu traductori tensometrici pentru măsurarea forţelor de strunjire 81

Mitelea I.: Criterii de selecţie a oţelurilor pentru călire superficială 85

UTILAJUL SI TEHNOLOGIA SUDARII

Sălăgean T.: O metodă de calcul a parametrilor tehnologici la sudarea cu electrozi înveliţi 91

MASINI AGRICOLE

Stefan C., Niţă I., Neumann C.: Studii şi cercetări experimentale privind construcţia şi funcţionarea culegătorului frontal de păstăi de la maşina de recoltat fasole verde 97

MANIFESTARI STIINTIFICE

A IV-a Conferinţă de Vibraţii în construcţia de maşini 105

Buletin Scientifique et Technique
de
l'institut polytechnique "Traian Vuia" de Timişoara
Tome 28(42) MECANIQUE 1983

S O M M A I R E

RÉSISTANCE DES MATÉRIAUX - ÉLÉMENTS DE MACHINES
MÉCANISMES

Cioclov D.: Déformation plastique instable des récipients cylindriques à parois minces 1

Puri G.: Emploi des schémas de flux informationel en vue de la détermination des caractéristiques de fréquence complexe des systèmes de mesurage 9

THERMOTECHNIQUE ET MACHINES THERMIQUES

Jădăneanţ M.: Considérations sur le comportement des plaques d'asbeste-ciment et des tambours rigides en matière plastique utilisés comme disperseurs dans les tours de refroidissement 17

LA MÉCANIQUE DES FLUIDES ET MACHINES HYDRAULIQUES

Tămaş M.: Contributions an calcul et an dimensionnement des turbotransformateurs de premierè catégorie 21

Sisak E.: Caractéristique aérodynamique universelle de la pale de rotor des turbines éoliennes à axe horizontal. 29

Gheorghiu M., Galeriu C.D.: Étude expérimentale de la résistance à l'avancement du modèle magnibus-02 33

Galeriu C.D., Gheorghiu M.: Étude des conditions de ventilation pour le modèle magnibus - 02 39

Bărglăzan M., Bărglăzan M.: Sur l'interprétation entropique informationnelle de la methode Dr.Cosma concernant le mesurage du débit 45

Popoviciu M.O., Kuzman A.F., Ciocîrlan C.: Contriboutions à l'étude du comportement cavitationnel des turbines hydrauliques 51

TECHNOLOGIE MECANIQUE

Mânea I., Makasay S.: Études théoriques et expérimentales sur l'accroissement du rendement des fours de chauffage à flamme de retour utilisant la nacouverie perméable. 59

Popa H., Achimescu N.: Usure, endurance et coeficient de polarité à l'usinage dimensionnel pur érosion électrique 65

IA TECHNOLOGIE DE CONSTRUCTION DE MACHINES

Dodon E., Buliga N., Ogrean A.: La rigidité des équipements technologiques au taillage des engrenages par la fraise-mère 73

Radu I., Putz V., Pop I.: Dinamometre a traducteurs tensométriques mesurant les forces au tourrage 81

Mitelea I.: Criterès de choix des aciers pour trecupage superficiel 85

OUTILLAGE ET TECHNOLOGIE DU SOUDAGE

Sălăgean T.: Méthode de calcul des paramètres technologiques du sondage aux électrodes recouvertes 91

MACHINES AGRICOLES

Stefan C., Niţă I., Neumann C.: Études et recherches expérimentales sur la construction et le fonctionnement du ramasseur frontal de la machine à cueillir les haricots verts 97

MANIFESTATION SCIENTIFIQUES

IV[6] Conférence des Vibrations en constructions de machines 105

Buletinul Stiinţific şi Tehnic
al
Institutului politehnic "Traian Vuia" Timişoara
Tom 28(42) MECANICA 1983

PROFESORUL EMERIT ING.IOAN ZAGANESCU

INTEMEIETORUL SCOLII ROMANESTI DE LOCOMOTIVE

Profesorul emerit ing.Ioan Zăgănescu s-a născut la data de 15 iulie 1903 şi este absolvent al Scolii Politehnice din Timişoara.

In anul 1926 a fost încadrat în învăţămîntul tehnic superior, unde a funcţionat activ pînă la 1 octombrie 1972 şi unde activează şi în prezent în calitate de profesor consultant. Concomitent cu activitatea didactică a avut şi o bogată activitate în producţie (de peste 25 ani) unde a deţinut mai multe funcţii de mare răspundere, printre care şi aceea de consilier ministerial şi consilier tehnic superior în Ministerul Căilor Ferate.

Activitatea ştiinţifică a tov. prof.em.ing.Zăgănescu Ioan este deosebit de rodnică în domeniul locomotivelor şi este concretizată în peste 155 lucrări publicate în ţară şi străinătate şi comunicate la diferite sesiuni ştiinţifice naţionale şi internaţionale.

Rezultatele studiilor şi cercetărilor aplicate în producţie au adus o contribuţie importantă la îmbunătăţirea construcţiilor de material rulant. Astfel se remarcă studiile privind îmbunătăţirea parametrilor energetici şi funcţionali prin introducerea aburului supraîncălzit şi a arderii păcurii în focarele locomotivelor cu abur de cale îngustă, determinarea caracteristicilor de tracţiune şi a eficienţei instalaţiilor auxiliare a locomotivelor diesel de tip LDI 12c CP, îmbunătăţirea suspensiilor locomotivelor diesel fabricate de Uzinele "23 August" Bucureşti, pentru export şi îmbunătăţirea fabricaţiei locomotivelor diesel-electrice CFR 060-DA şi locomotivelor electrice CFR 060-EA.

Bogata activitate ştiinţifică şi tehnică a tov.prof.em.ing.

Zăgănescu Ioan a fost concretizată şi prin publicarea unui număr de 6 cursuri şi tratate de specialitate din care 3 au fost recenzate în revista Z-VDI nr.1/1972 şi nr.7/1973 fiind apreciate ca lucrări de o deosebită valoare ştiinţifică şi tehnică.

Fire accesibilă tuturor care îi solicită sprijinul, a fost şi este stimat şi simpatizat de generaţii de ingineri care îi datorează formarea profesională şi ştiinţifică. Chiar după ce a părăsit catedra, devenind profesor consultant, nu a precupeţit nici un efort pentru a continua o nobilă activitate de îndrumare a colectivului de cadre didactice şi cercetători pe care i-a format, de a sprijini tineretul doritor de perfecţionare prin doctorat fiind conducător de doctoranzi din anul 1955.

De numele Prof.em.ing.Zăgănescu Ioan se leagă şi înfiinţarea şi dezvoltarea secţiilor de material rulant de la Institutele politehnice din Bucureşti şi Timişoara, cît şi crearea primelor laboratoare de încercat material rulant de cale ferată de la noi din ţară modern utilizate, unde, în afară de activitatea ştiinţifică, studenţii secţiilor de material rulant şi-au putut desfăşura în condiţii optime lucrările de laborator şi munca de cercetare ştiinţifică.

Pentru activitatea didactică îndelungată şi foarte valoroasă depusă în învăţămîntul superior, în anul 1969 i s-a conferit titlul de "Profesor universitar emerit al R.S.R.".

Prof.emerit ing.Zăgănescu Ioan este membru de partid din anul 1945 şi a desfăşurat o vastă şi rodnică activitate pe linie de partid şi de stat, avînd mai multe sarcini de mare răspundere ca: director al Atelierelor CFR Timişoara (1945-1949), rector al Institutului de transporturi din Bucureşti (1949-1953) cît şi membru în Consiliul oamenilor muncii la mai multe întreprinderi constructoare de material rulant.

Activitatea îndelungată şi meritele pe linie de partid în opera de construire a socialismului la noi în ţară au fost răsplătite prin acordarea tov.prof.em.ing.Zăgănescu Ioan a Medaliei "A 50-a aniversare a PCR" şi a "Ordinului muncii clasa II-a".

La a 80-a aniversare a sa, prof.emerit ing.Zăgănescu Ioan om de ştiinţă în plină capacitate de creaţie este un valoros îndrumător şi sprijinitor al şcolii de vehicule ferovoare din Timişoara, care în semn de înaltă preţuire, îi omagiază în Buletinul Stiinţific şi Tehnic din acest număr.

Buletinul Stiinţific şi Tehnic
al
Institutului politehnic "Traian Vuia" Timişoara
Tom 28(42) MECANICA 1983

ON THE PLASTIC TENSILE INSTABILITY OF A THIN-WALLED CYLINDRICAL PRESSURE VESSEL

Cioclov D.[x)]

A thin walled cylindrical vessel subjected to increasing internal pressure or other loading mode compatible with membrane state, may fail by excessive plastic deformation, as a result of an ustable process of plastic flow localized in a weak area. The vessel bulges in this area before the final bursting. Such a failure is typical for pressure vessels manufactured from ductile materials exhibiting a significant plastic deformation prior to fracture. In an uniaxal tensile test of ductile materials the onset of unstable plastic deformation is marked by the specimen necking. Both in pressure vessel burst tests and in uniaxial tensile tests, at the incipience of unstable plastic deformation the pressure and the tensile load attain a maximum, the unstable process of plastic deformation developing further up to the fracture, under decreasing loading. Under these circumstances it is obvious that the maximum pressure which can be carried by a pressure vessel corresponds with the pressure at the incipience of the unstable plastic deformation.

The purpose of the present paper is to analyse the conditions of unstable plastic deformation incipience in a thin-walled cylindrical vessel loaded by internal pressure p and an axial force P, uniformely distributed over the circumference. It follows that the ratio of the true axial to hoop stress $c = \sigma_x / \sigma_\theta$ differs from 0,5 as it is the case of a close- end cylinder subjected only to internal pressure. Such a combined pressure and axial loading is typical for rocket cases, tubes in heat exchanges etc.

---

x) Institute of Welding and Material Testing
Bul. Mihai Viteazul nr.30
1900 Timişoara - România

The analysis will be carried in the framework of the deformational theory of plasticity expressed in total true strain and stresses. The radial stress σ_z will be neglected due to the thinness of the pressure vessel wall. The elastic part of the total strain will be also neglected in comparison with the plastic part, so that the considered material is of rigid - plastic type with strain - hardening response, Isotropy, homogenity and incompressibility are added to the properties of the material.

From the static equations of equilibrium the hoop and axial true stresses are:

$$\sigma_\theta = \frac{pr}{h} \quad ; \quad \sigma_x = \frac{p}{2\pi rh} \tag{1}$$

where h and r are the instantaneous values of the wall thickness and the cylinder radius. During the plastic deformation up to the instability stage, the current values of these geometrical characteristics of the vessel are connected with the total true strain components (ε_θ , ε_x , ε_z in hoop, axial and radial directions respectively) by the following relationships:

$$r = r_0 e^{\varepsilon_\theta} \qquad h = h_0 e^{\varepsilon_z} \tag{2}$$

where r_0 and h_0 are the initial values in the underformed state.

If $c < 1$ i.e. $\sigma_\theta > \sigma_x$ than the poops stress governs the onset of unstable plastic deformation. In this case from the first eq.(1) in conjunction with eqs. (2) it results:

$$p = \frac{h_0 \sigma_\theta}{r_0} e^{\varepsilon_z - \varepsilon_\theta} \tag{3}$$

According to the principles of the deformation theory of plasticity /1/ the components of the plastic strains are related to the components of the stresses by the following relationships ($\sigma_z \cong 0$)

$$\varepsilon_\theta = \frac{\varepsilon_i}{2\sigma_i}(2\sigma_\theta - \sigma_x)$$

$$\varepsilon_x = \frac{\varepsilon_i}{2\sigma_i}(2\sigma_x - \sigma_\theta) \qquad (4)$$

$$\varepsilon_z = -\frac{\varepsilon_i}{2\sigma_i}(\sigma_\theta + \sigma_x)$$

where the true stress intensity σ_i and true strain intensity ε_i are given by:

$$\sigma_i = \sqrt{\sigma_\theta^2 + \sigma_x^2 - \sigma_\theta\sigma_x} \qquad (5)$$

$$\varepsilon_i = \frac{\sqrt{2}}{3}\sqrt{(\varepsilon_\theta - \varepsilon_x)^2 + (\varepsilon_x - \varepsilon_z)^2 + (\varepsilon_z - \varepsilon_\theta)^2}$$

Combining eqs.(4) and (5) and accounting on the incompressibility condition ($\sum\varepsilon = 0$) one obtains:

$$p = \frac{h_0\sigma_i}{r_0\sqrt{1 - c + c^2}}\, e^{-\frac{3}{2}\frac{\varepsilon_i}{\sqrt{1-c+c^2}}} \qquad (6)$$

At the onset of unstable plastic deformation the pressure attains a maximum value i.e. dp = o, so that from eq.(1) results

$$\frac{d\sigma_{ii}}{d\varepsilon_{ii}} = \frac{3}{2}\frac{\sigma_{ii}}{\sqrt{1 - c + c^2}} \qquad (7)$$

where ε_{ii} and σ_{ii} are the values at instability. The criterion for

the incipience of unstable plastic deformation expressed by eq.(7) is independent of the functional form of the stress-strain characteristic of the material. In line with the concepts of the deformation theory of plasticity, the stress-strain characteristic expressed in stress and strain intensities, can be inferred from the test results obtained in an uniaxial tensile test. For a wide range of ductile, strain-hardening materials such as streels aluminium and nickel alloys, a power form function is adequate for describing the stress- strain characteristics.

$$\sigma_i = \sigma_0 \varepsilon_i^{\lambda} \tag{8}$$

where λ is the strain -hardening exponent and σ_0 a material characteristic wich can be related to the ultimate tensile strength R of the material. R is defined as the maximum conventional stress at the onset of plastic instability i.e. at necking:

$$\sigma_0 = R\left(\frac{e}{\lambda}\right)^{\lambda} \tag{9}$$

If eqs.(7) and (8) are combined one obtains the true strain intensity at instability:

$$\varepsilon_{ii} = \frac{2\lambda}{3}\sqrt{1-c+c^2} \tag{10}$$

and further from eq.(9) the expression of the limit pressure it p_L results:

$$p_L = \frac{h_0 R}{r_0\sqrt{1-c+c^2}}\left(\frac{2}{3}\sqrt{1-c+c^2}\right) \tag{11}$$

For c = o,5 the well known relationship for a pressurized close and cylinder is obtained.

In the case when c > 1, then $\sigma_x > \sigma_\theta$ and the axial load is governing the onset of unstable plastic deformation of the vessel. The axial force P can be expressed form the second eq.(1) similarly as eq.(3).

$$p=2\pi c\, h_0 r_0 \sigma_e e^{(\varepsilon_z+\varepsilon_e)} \tag{12}$$

Now, with aid of eqs.(4) and (5) an accounting of incompressibility condition it results:

$$p=\frac{2\pi c\, h_0 r_0 \sigma_i}{\sqrt{1-c+c^2}}\, e^{\frac{-(2c-1)\varepsilon_i}{\sqrt{1-c+c^2}}} \tag{13}$$

At instability, the axial force attains a maximum, i.e. $dP=0$, so that from eq.(13) it results:

$$\frac{d\sigma_{ii}}{d\varepsilon_{ii}}=\frac{(2c-1)\sigma_{ii}}{2\sqrt{1-c+c^2}} \tag{14}$$

Using a stress - strain characteristic of the form given by eq.(8) one obtains the strain intensity at instability.

$$\varepsilon_{ii}=\frac{2\lambda}{2c-1}\sqrt{1-c+c^2} \tag{15}$$

and further from eq.(13) combined with eq.(9) the corresponding limit, critical axial force P it results:

$$p=\frac{2\pi c\, h_0 r_0 R}{\sqrt{1-c+c^2}}\left(\frac{2\sqrt{1-c+c^2}}{2c-1}\right)^{\lambda} \tag{16}$$

The pressure acting in the critical stage conjointly with the axial load P can be inferred from the first eq.(1), following a similar procedure and using the strain intensity at instability given by eq.(15),

$$p=\frac{h_0 R}{r_0\sqrt{1-c+c^2}}\left[\frac{2\sqrt{1-c+c^2}}{(2c-1)e^{(3/2c)-1}}\right]^{\lambda} \tag{17}$$

In this stage of analysis it appropiate to compare the theoretical prediction with the available experimental results.

The data reported in /3/ refer to bursting tests of pressurized cylindrical model vessels manufactured from A517 and A 516 grade 70 pressure vessel, high strength steels and 304 stainless steel. In /4/ experimental data are reported on tubular specimens of high strength steel subjected to combine axial and internal pressure loading until bursting. In figure 1 these experimental data are plotted comparatively with the theoretical prediction given by eq. (11) for bursting due to plastic instability induced by pressure and by eq.(17) for unstable plastic deformation induced by axial loading. A fair agreement is apparent.

Additionaly, the performed analysis enables to estimate the change of the geometrical parameter of the vessels. The maximum increase in circumference (calculated with eq.(2)) at the onset of unstable plastic deformation, for the test reported in /3/ is presented in table 1.

Table 1.

Vessel material	Maximum increase in circumference %	
	experimental	calculated
304 stainless steel	33,1	40,0
A516 gr.70 pressure vessel steel	9,1	9,9
A517 high strength steel	3,4	4,0

A good correspondence between experimental and predicted values is evident, along with the remark that a large amount of plastic deformation prior to failure is characteristic for stainless steel pressure vessels. This fact is accounted in eqs.(11) and (16) by the large values of the strain hardening exponent λ ($\lambda < 1$) which is specific for stainless steels.

The developed analysis enables a better understanding of the behaviour of thin-walled cylindrical pressure vessels in the bursting of failure as a result of unstable plastic deformation. Nevertheless, it is to be remarked that the analysis was carried in the framework of a deformation theory of plasticity. This approach is pertinent in the case of a constant stress ratio $c = \sigma_x / \sigma_e$, so that the directions of the principal axes of the stress tensor remain unchanged during deformation. Moreover, the strain hardening

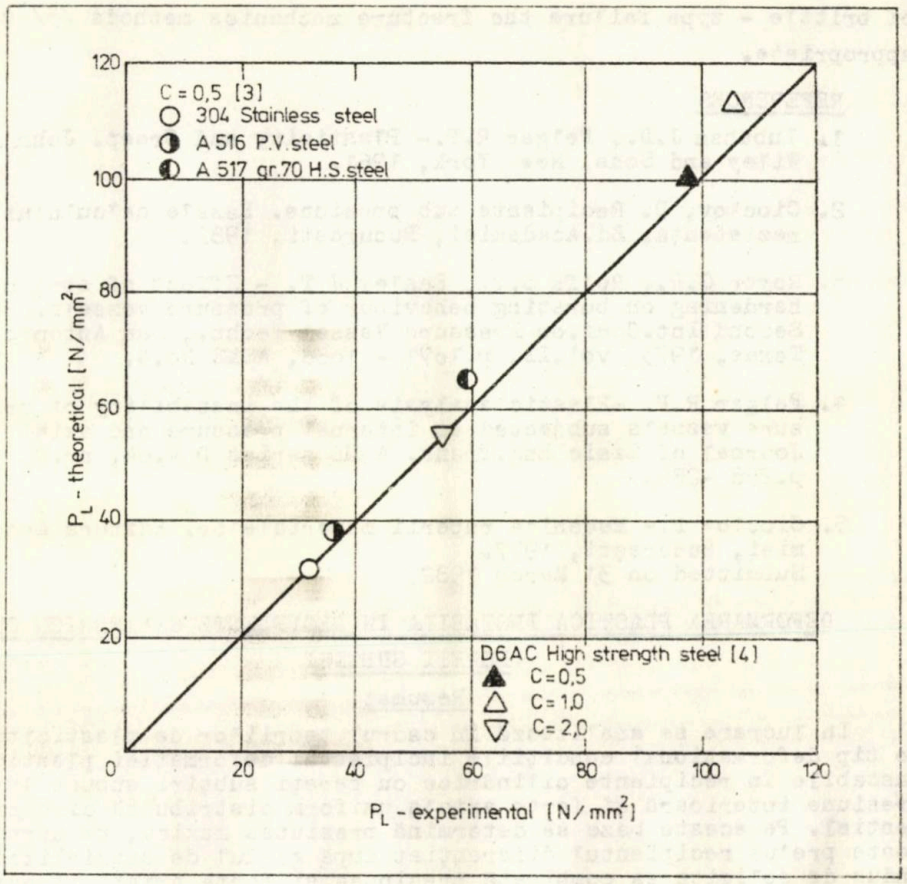


Figure 1. Experimental and predicted (eq.(11)) values of of the bursting pressure p_L.

of the material must be isotropic with increasing strain i.e. the Mises ellipse given by eq.(5) grows approximately by uniform expansion. If these conditions are not met then the use of on an incremental theory of plasticity with an appropiate flow rule is necessary.

Finally, it should be emphasized that if the material of the shell do not exhibit a definite plastic deformation prior to fracture, then the failure may occur at a pressure significantly lower than predicted by the present analysis. Under such circumstances of brittle - type failure the fracture mechanics methods /5/ are appropriate.

REFERENCES

1. Lubahan J.D., Felgar R.P.- Plasticity and Creep. John Wiley and Sons, New York, 1961.

2. Cioclov, D. Recipiente sub presiune. Bazele calculului de rezistenţă, Ed.Academiei, Bucureşti, 1982.

3. Royer C.P., Rolfe S.T., Easley J.T. - Effect of strain hardening on bursting behaviour of pressure vessels. Second Int.Conf.on Pressure Vessel Techn., San Antonio, Texas, 1973, vol.II, p.1071 - 1088, ASME No.4.

4. Felgar R.P. -Plastic analysis of the instability of pressure vessels subjected to internal pressure and axial load. Journal of Basic Eng.Trans. ASME series D V.84, nr.2, 1962, p.278 -286.

5. Cioclov D.- Mecanica ruperii materialelor. Editura Academiei, Bucureşti, 1977.
Submitted on 31 March 1982.

DEFORMAREA PLASTICA INSTABILA IN RECIPIENTE CILINDRICE CU PERETI SUBTIRI

Rezumat

In lucrare se analizează în cadrul teoriilor de plasticitate de tip deformaţional condiţiile incipientei deformaţiei plastice instabile în recipiente cilindrice cu pereţi subţiri supuse la presiune interioară şi forţa axială uniform distribuită circumferenţial. Pe aceste baze se determină presiunea maximă, pe care o poate prelua recipientul diferenţiat după gradul de biaxialitate indus de solicitarea combinată presiunea şi forţa axială. Predicţia teoretică a presiunii limită şi a variaţiei geometriei vasului este în concordanţă cu rezultatele experimentale cunoscute, obţinute cu recipiente din oţeluri de medie şi înaltă rezistenţă sau din oţeluri inoxidabile.

Buletinul Stiinţific şi Tehnic
al
Institutului politehnic "Traian Vuia" Timişoara
Tom 28(42) MECANICA 1983

ANWENDUNG VON INFORMATIONSFLUSSBILDERN ZUR BESTIMMUNG DER UBERTRAGUNGSFUNKTION VON MESSYSTEMEN

Puri G.

1. Angewandte Methode

Aus der Theorie der Messysteme ist bekannt, dass man die Übertragungsfunktion eines Messystems in komplexer Form wie folgt schreibt:

$$F_T(s) = \frac{\mathcal{L}[x_e(t)]}{\mathcal{L}[x_i(t)]} = \frac{x_e(s)}{x_i(s)} \tag{1}$$

wo $s = \delta + i\omega$ der Laplace-Operator ist, mit $\delta \geqslant a$, wenn $|x(t)| \leqslant k.e^{at}$, für k endlich und $t \geqslant o$; $x_e(t)$ ist das Eingangssignal und $x_i(t)$ das Ausgangssignal.

Im Falle der Signale, die eine Fourier- Transformierte erlauben erhält man für ($\delta = o$) den Frequenzgang:

$$F_T(i\omega) = \frac{\mathcal{F}[x_a(t)]}{\mathcal{F}[x_i(t)]} = \frac{x_e(i\omega)}{x_i(i\omega)} \tag{2}$$

Wenn man die Differentialgleichung des Messystems kennt:

$$a_o x_o(t) + a_1 x_e'(t) + a_2 x_e''(t) + \ldots + a_n x_e^{(n)}(t) = b_o x_i(t) + b_1 x_i(t) + b_2 x_i''(t) + \ldots + b_m x_i^{(m)}(t) \tag{3}$$

wo $n \geqslant m+1$, die Ableitungseigenschaften der Operationsrechnung anwendet und dann die Laplace - oder Fourier - Transformierte für jedes Glied der Gleichung (3) durchführt erhält man die Übertragungsfunktion des Systems:

$$F_T(s) = \frac{x_e(s)}{x_i(s)} = \frac{b_o + b_1 s + b_2 s^2 + \ldots + b_m s^m}{a_o + a_1 s + a_2 s^2 + \ldots + a_n s^n} \tag{4}$$

oder den Frequenzgang:

$$F_T(i\omega) = \frac{x_e(i\omega)}{x_i(i\omega)} = \frac{b_0+b_1(i\omega)+b_2(i\omega)^2+\ldots+b_m(i\omega)^m}{a_0+a_1(i\omega)+a_2(i\omega)^2+\ldots+a_n(i\omega)^n} \qquad (5)$$

Folglich kann die Übertragungsfunktion des Messystems leicht mit Hilfe der Koeffizienten der Differentialgleichung geschrieben werden.

In den meisten Fällen wird aber ein bestimmtes Messystem mit einer relativ grossen Anzahl von Differentialgleichungen beschrieben. Ein Zusammenfassen dieser Differentialgleichungen zu einer Gesamtgleichung der Form (3) ist dann oft schwierig.

Deshalb ist es vorteilhaft, das Informationsflussbild des Messystems aus einzelnen Informationsflussbildern aufzubauen, die jede eine Differentialgleichung darstellen und für die man die Übertragungsfunktion nach Gleichung (4) oder (5) schreiben kann. Mit Hilfe der Masonschen Formel (Gl.6) wird dann leicht die Gesamt-Übertragungsfunktion des ganzen Messystems errechnet:

$$F_T(s) = \frac{\sum_{i=1}^{n} P_i\left(1 - {}^{*}\sum_{i=1}^{r} B_j + {}^{*}\sum_{k,\ell=1}^{s} B_{k,\ell} - \ldots\right)}{1 - \sum_{j=1}^{m} B_j + \sum_{k,\ell=1}^{p} B_{k,\ell} - \ldots} \qquad (6)$$

In dieser Formel ist P_i die Übertragungsfunktion des kontinuierlichen Pfades i (in Reihe geschaltet) vom Eingang zum Ausgang des Systems, die mit dem Produkt der einzelnen Übertragungsfunktionen der verschiedenen Gliedern des Pfades gleich ist; n ist die Anzahl der verschiedenen Pfade; B_j ist die Übertragungsfunktion der geschlossenen Schleife j, die gleich mit dem Produkt der Übertragungsfunktionen der Glieder der Schleife j ist; m ist die Gesamtanzahl der Schleifen und r die Anzahl der Schleifen, die den Pfad i nicht berühren; $B_{k,\ell}$ ist eine Schleife zweiten Grades, die dem Produkt der Übertragungsfunktionen der Schleifen k und ℓ, die sich nicht berühren, gleich ist; p ist die Gesamtzahl der Schleifen zweiten Grades und s die Anzahl der Schleifen zweiten Grades, die den Pfad i nicht berühren. (Ähnlich deffiniert man die Schleifen dritten oder höheren Grades als Produkt von zwei bzw. mehreren Schleifen, die sich nicht berühren).

2. Anwendungsbeispiel der Methode

Die Methode zur Betimmung der Übertragungsfunktion wird anhand eines Dampfdruckfederthermometers mit Schutzhülle (Abb.1) erläutert.

Das Thermometer besitzt einen Gasbehälter (2), der sich in der Schutzhülle (1) befindet. Das Volumen der Kapillare (3) ist viel kleiner als das des Gasbehälters und kann deshalb vernachlässigt werden. Ebenfalls wird der Wärmefluss des Rohrs, durch das das Fluidum dessen Temperatur gemessen wird fliesst, zum Schutzrohr des Thermometers vernachlässigt, (perfekte Isolation).

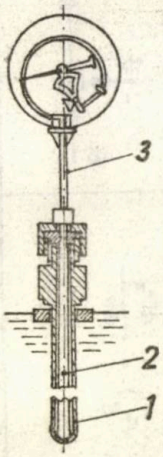


Abb.1. Gasmanometerthermometer
(1. Schutzhülle
2. Gasbehälter
3. Kapillare).

Die Volumenausdehnung des Flüssigkeitsbehälters (2) gegenüber dem Druckanstieg im Innern des Thermometers kann gleichfalls vernachlässigt werden. Es werden folgende Bezeichnungen angewendet: S_{te}; S_{ti}: Innen- bzw. Aussenhülle des Thermometers; α_t: Wärmekoeffizient des Fluidums dessen Temperatur gemessen wird zur Schutzhülle; $S_{re}(=S_{ti})$; S_{ri}- äussere bzw. innere Fläche des Flüsigkeitsbehälters des Thermometers; α_{tr}, α_r- Wärmeübertragungskoeffizient von der Schutzhülle zum Flüssigkeitsbehälter, bzw. vom Flüssigkeitsbehälter zur Thermometerflüssigkeit; m_t, m_r, m_g - Masse der Schutzhülle, des Flüssigkeisbehälters und der Thermometerflüssigkeit; c_t, c_r, c_g- deren spezifische Wärme; P_o, T_o- Zustandsparameter des Dampfes der Thermometerflüssigkeit für die untere Messgrenze des Thermometers.

Das Ausgangssignal ist die Länge x_e des vom Zeiger beschriebenen Bogens, der von dem Druck P des Dampfes der Thermometerflüssigkeit betimmt wird sowie von dem Übergangsfaktor k(der von der Elastizität der Rohrfeder sowie von dem Übertragungsverhältnis des Zeigerantriebes abhängt) und von der Länge ℓ des Zeigers.

Die Differenzialgleichung, die die Vorgänge im Messsystem nach Eintauchen des Thermometers in das zu messende Fluidum mit der Temperatur $\theta_f = x_i$ beschreiben, sowie die entsprechenden Informationsflussbilder werden in der Tabelle 1 dargestellt.

In den verschiedenen Darstellungen der Einzelinformationsflussbilder sind die dazugehörigen Übertragungsfunktionen nach Gl.4 eingetragen.

Mit Hilfe der Einzelinformationsflussbilder aus der Tabelle 1 kann man leicht das Gesamtinformationsflussbilddes Messystems aufstellen (Abb.2) und dann die einzelnen Glieder der Masonschen For-

Tabelle 1

Einzeldifferentialgleichungen und die entsprechenden Informationsflussbilder

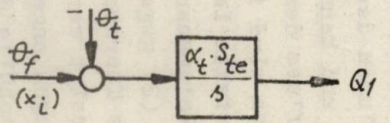
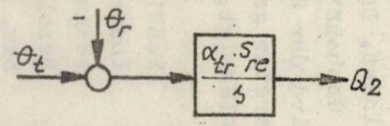
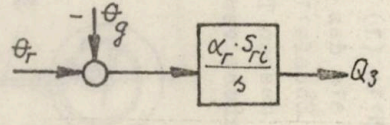
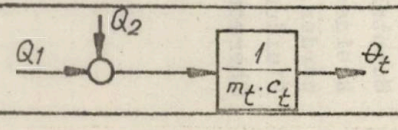
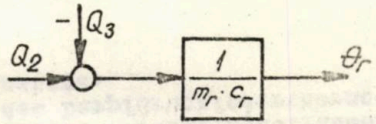
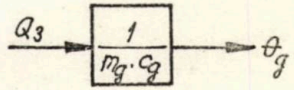
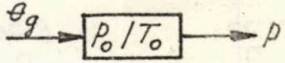
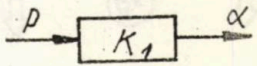
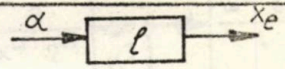
Nr. der Gl.	Das beschriebene Phenomen	Differentialgleichung	Informationsflussbild
1	2	3	4
7	Wärmefluss von dem zu messenden Fluidum zur Schutzhülle des Thermometers (deren Anfangstemperatur Q_t ist)	$\alpha_t \cdot S_{te}(\vartheta_f - \vartheta_t) = \frac{dQ_1}{dt}$	
8	Wärmefluss von der Schutzhülle zum Thermometerflüssigkeitsbehälter (mit der Temperatur Q_r)	$\alpha_{tr} \cdot S_{re}(\vartheta_t - \vartheta_r) = \frac{d\vartheta_2}{dt}$	
9	Wärmefluss von den Wänden des Flüssigkeitsbehälters zur Thermometerflüssigkeit (mit der Temperatur Q_g)	$\alpha_r \cdot S_{ri}(\vartheta_r - \vartheta_g) = \frac{d\vartheta_3}{dt}$	
10	Die in den Wänden des Schutzrohres angesammelte Wärme	$\frac{dQ_1}{dt} - \frac{dQ_2}{dt} = m_t \cdot c_t \frac{d\vartheta_t}{dt}$	

Tabelle 1 (Fortsetzung)

1	2	3	4
11	Die in den Wänden des Flüssigkeitsbehälters angesammelte Wärme	$\frac{dQ_2}{dt} - \frac{dQ_3}{dt} = m_r \cdot c_r \frac{d\vartheta_r}{dt}$	
12	Erwärmung der Thermometerflüssigkeit	$\frac{dQ_3}{dt} = m_g \cdot c_g \frac{d\vartheta_g}{dt}$	
13	Ausdehnung des Flüssigkeitsdampfes (als ideales Gas betrachtet)	$\frac{P_o}{T_o} \cdot \frac{d\vartheta_g}{dt} = \frac{dP}{dt}$	
14	Drehung des Zeigers (mit dem Winkel)	$kP = \alpha$	
15	Länge des von der Zeigerspitze beschrieben Bogens	$\alpha \cdot l = x_e$	

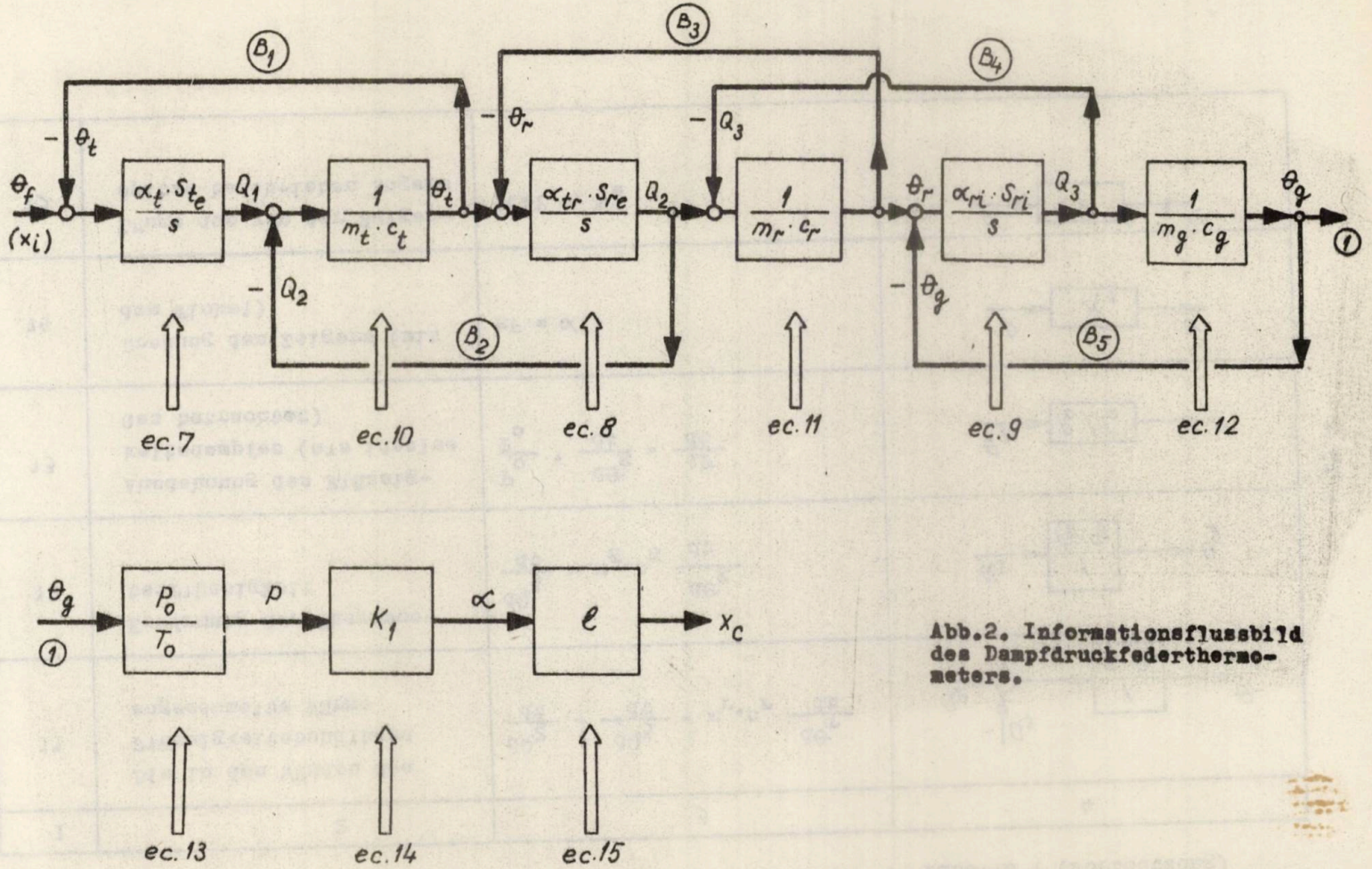


Abb.2. Informationsflussbild des Dampfdruckfederthermometers.

mei berechnen:

$$P_1 = \frac{\alpha_t \cdot S_{te}}{s} \cdot \frac{1}{m_t \cdot c_t} \cdot \frac{\alpha_{tr} \cdot S_{re}}{s} \cdot \frac{1}{m_r \cdot c_r} \cdot \frac{\alpha_r \cdot S_{ri}}{s} \cdot$$

$$\cdot \frac{1}{m_g \cdot c_g} \cdot \frac{P_o}{T_o} \cdot K_1 \cdot \ell = \frac{1}{3} \cdot T_t \cdot T_{tri} \cdot T_{rg} \cdot \frac{P_o}{T_o} \cdot K_1 \cdot \ell$$

$$B_1 = -\frac{\alpha_1 \cdot S_{te}}{s} \cdot \frac{1}{m_t \cdot c_t} = -\frac{1}{s} \cdot T_t$$

$$B_2 = -\frac{\alpha_{tr} \cdot S_{re}}{s} \cdot \frac{1}{m_t \cdot c_t} = -\frac{1}{s} \cdot T_{tre}$$

$$B_3 = -\frac{\alpha_{tr} \cdot S_{re}}{s} \cdot \frac{1}{m_r \cdot c_r} = -\frac{1}{s} \cdot T_{tri}$$

$$B_4 = -\frac{\alpha_r \cdot S_{ri}}{s} \cdot \frac{1}{m_r \cdot c_r} = -\frac{1}{s} \cdot T_r$$

$$B_5 = -\frac{\alpha_r \cdot S_{ri}}{s} \cdot \frac{1}{m_g \cdot c_g} = -\frac{1}{s} \cdot T_{rg}$$

Alle mit T bezeichnete Konstanten haben die Masseinheit (s^{-1}) Dadurch können die Schleifen zweiten und dritten Grades geschrieben werden:

$$B_{1,3} = \frac{1}{s^2} \cdot T_t \cdot T_{tri}; \quad B_{2,4} = \frac{1}{s^2} T_{tre} \cdot T_r$$

$$B_{1,4} = \frac{1}{s^2} \cdot T_t \cdot T_r ; \quad B_{2,5} = \frac{1}{s^2} T_{tre} \cdot T_{rg}$$

$$B_{1,5} = \frac{1}{s^2} T_t \cdot T_{rg} ; \quad B_{3,5} = \frac{1}{s^2} T_{tri} \cdot T_{rg}$$

$$B_{1,3,5} = -\frac{1}{s^3} T_t \cdot T_{tri} \cdot T_{rg}$$

Wenn man diese nun in die Masonsche Formel (Gl.6) einsetzt, so erhält man, gemäss den Bezeichnungen:

$$\frac{1}{T_t \cdot T_{tri} \cdot T_{rg}} = T_3^3 ; \qquad \frac{T_t + T_{tre} + T_{tri} + T_r + T_{rg}}{T_t \cdot T_{tri} \cdot T_{rg}} = T_2^2$$

$$\frac{T_t \cdot T_{tri} + T_t \cdot T_r + T_t \cdot T_{rg} + T_{tre} \cdot T_r + T_{tre} \cdot T_{rg} + T_{rg} \cdot T_{tri}}{T_t \cdot T_{tri} \cdot T_{rg}} = T_1$$

die Gesamtübertragungsfunktion des Messystems:

$$F_T(s) = \frac{K_p}{1+T_1 s+T_2^2 s+T_3^3 s^3} \qquad (16)$$

wo T_1; T_2; T_3 die Masseinheit (s) haben und mit Hilfe der konstruktiven Parameter des Messsystems berechnet werden können, wobei K_p die Masseinheit (m/K) hat, $(K_p = P_0 K_1 \ell / T_0)$.

Im Falle der Eingangssignale, die eine Fouriertransformierte erlauben, erhält man den Frequenzgang:

$$F_T(i\omega) = \frac{K_p}{1+T_1(i\omega)+T_2(i\omega)^2+T_3(i\omega)^3} \qquad (16\ a)$$

woraus man leicht das Amplitudenverhältnis und die Phasenverschiebung berechnen kann, sowie die Differentialgleichung des Messystems:

$$K_p \Theta_f = X_e(t)+T_1 \frac{dX_e(t)}{dt} + T_2 \frac{d^2X_e(t)}{dt^2} + T_3^3 \frac{d^3X_e(t)}{dt^3} \qquad (17)$$

Verwendet man die Gleichung 17 für die Sprungfunktion, so erhält man die Sprungantwort des Messystems.

Es ist zu bemerken, dass das analysierte Messystem dritter Ordnung ist. Im Falle der Abwesenheit der Schutzhülle, wird es ein Messystem zweiter Ordnung und die Gleichungen vereinfachen sich.

LITERATURVERZEICHNIS

1. Hart H.: "Einführung in die Messtechnik", VEB Verlag Technik, Berlin, 1979.

2. Mason S.Y.: "Feedback - Theory - Furthar Properties of Signal Flow Graphs", Procedings of the I.R.E., 44, 1956, pag. 92o-926.

3. Profos P.: "Handbuch der industriellen Messtechnik", Vulkan-Verlag-Essen, 1978.
Am 18 Marz 1982 in der Redaktion erhalten.

APLICAREA SCHEMELOR DE FLUX INFORMATIONAL PENTRU DETERMINAREA FUNCTIILOR DE TRANSFER A SISTEMELOR DE MASURARE

Rezumat

Pe baza legăturii care există între ecuaţiile diferenţiale care descriu un sistem de măsurare şi funcţiile de transfer aferente, scrise sub formă laplaciană, se descrie o metodă de determinare a funcţiei de transfer a sistemului analizat.

Metoda propusă se exemplifică pentru un termometru manometric cu gaz.

Se observă că în acest mod se poate obţine cu uşurinţă atît funcţia de transfer cît şi ecuaţia diferenţială a sistemului de măsurare.

Buletinul Stiinţific şi Tehnic
al
Institutului politehnic "Traian Vuia" Timişoara
Tom 28(42) MECANICA 1983

CONSIDÉRATIONS SUR LE COMPORTEMENT DES PLAQUES D'ASBESTE-CIMENT ET DES TAMBOURS RIGIDES EN MATIÈRE PLASTIQUE UTILISÉS COMME DISPERSEURS DANS LES TOURS DE REFROIDISSEMENT

Jădăneanţ M.

Pour mieux mettre en évidence l'influence du disperseur dans le comportement des tour de refroidissement et en même temps pour offrir des donnees plus extactes aux ingénieurs élaborant des projets, des travaux expérimentaux ont été effectués sur les les performances des disperseurs, dans la zone de pluie supérieure et la zone de pluie inférieure. On a utilisé l'installation existante dans le laboratoire du Département de Termotechnique [1] , modifiée dans la sens approprié. C'est-à-dire, on a introduit des traducteurs pour mesurer la pression de l'air et la température de l'eau dans tous les points significatifs:

- au niveau des pulverisateurs d'eau,
- au niveau supérieur et inférieur du disperseur,
- au niveau de l'entrée de l'air.

Malgré quelques opinions exclusivistes sur la désuétude des plaques d'asbeste-ciment, on a mené de la sorte des recherches sur des tambours en matière plastique, et sur des plaques d'asbeste-ciment. Pour les comparaisons on a étudié les disperseurs suivants:

- disperseur formé de plaques d'asbeste-ciment en exclusivité, à la hauteur totale de 1200 mm. L'épaiseur d'une plaque δ = 4mm et le pas de montage t=24 mm. La disperseur a été formé de trois paquets de 400 mm de hauter disposés avec un décalage de 90°. Le montage a été choisi pour évaluer l'efficacité d'une pellicule discontinue et pour intensifier le processus d'échange de chaleur et de masse par une turbulence augmentée de l'air.

- disperseur formé par un paquet de plaques d'asbeste-ciment

de 4oo mm de haut, surplombé de 7 rangées de tambours rigides en matière plastique de 15o mm de diamètre, avec une disposition croisée. La hauteur totale du disperseur est de 145o mm.

- disperseur formé de tambours rigides en matière plastique au diametre de 15o mm, en exclusivité. La disposition a été toujours croisée. La hauteur totale du disperseur a été de 12oo mm.

Pour ces trois types de disperseurs, la même hauter de la zone de pluie superieure et de la zone de pluie inférieure a été rigoureusement conservée.

La température de l'eau à l'entrée a été t_e=4o°C; les paramètres de l'air à l'éntrée ont été: t_a=27°C, τ_a=2o,5°C;pour les densités de la pluie on a eu 6, 8 et 1o m^3/m^2h.

Les résultats expérimentaux ont été valorisés par l'intermédiaire de calculs basés sur la méthode du rendement [2] . Pour une évaluation correcte du processus, les chiffres de transfert β_{xv} ont été calculés pour chaque zone de la tour, c'est-à-dire pour la zone de pluie supérieure, pour le disperseur et pour la zone de pluie inférieure.

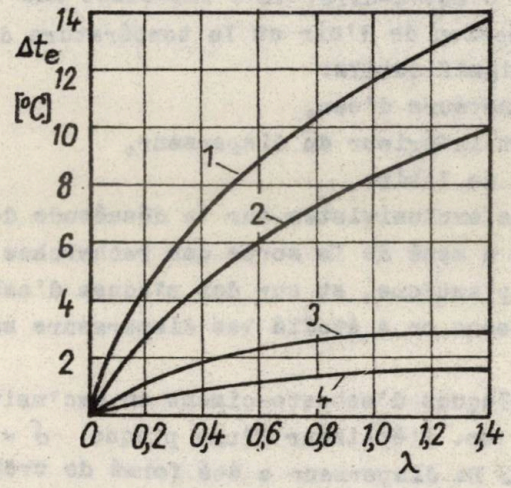


Fig.1. $\Delta t_e = f(\lambda)$ pour le deusième disperseur.

Le diagrame $\Delta t_e = f(\lambda)$ (fig.1) correspnd au deuxième disperseur étudié. Les données expérimentales suivent les mêmes courbes pour toutes les densités de la pluie. Dans la zone de pluie inférieure le refroidissement de l'eau est plus intense que dans la zone supérieure, suite aux paramètres de l'air. La codification des courbes a été la suivante:

1- valeurs globales
2- valeurs correspondantes au disperseur,
3- valeurs correspondantes à la zone de pluie supérieure, 4- va-

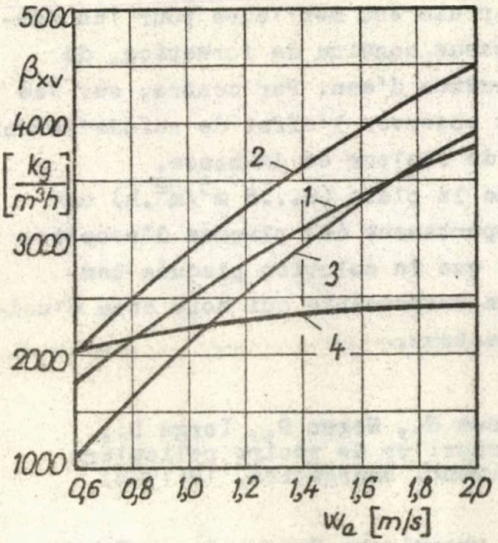


Fig.2. $\beta_{xv}=f(w_a)$ pour le deusième disperseur,

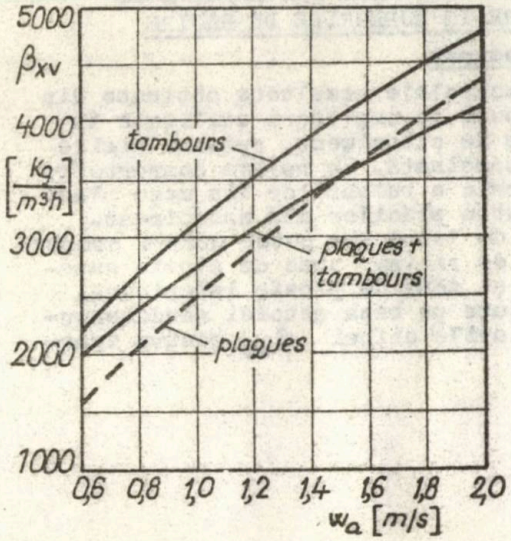


Fig.3. $\beta_{xv} = f(w_a)$ pour une densite de la pluie de $6m^3/m^2.h$.

leurs correspondantes à la zone de pluie inférieure.

Por le même disperseur et une densité de la pluie de $8m^3/m^2.h$, dans la fig.2 est tracé le diagrame $\beta_{xv}=f(w_a)$. La courbe corespondante au disperseur lui-même est la meilleure. Elle est suivie par la courbe correspondante à la zone de pluie inférieure. Quant à la zone de pluie supérieure, elle est presque horizontale. Il est fort probable que les erreurs expérimentaux aient été assez grandes, vu les paramètres de l'air et le refroidissement peu important de l'eau.

Ce type de diagramme nous montre qu'on ne peut pas confondre la tour de refroidissement avec le disperseur proprementdit. Les performances globales sont affectées par les deux zones de pluie qui participant de manière différente au processus.

Concernant les chiffres β_{xv} pour les trois disperseurs étudiés, les meilleurs résultats appartiennent aux tambours

rigides en matière plastique et les plus mauvaises aux plaques en asbeste-ciment. Même l'amelioration du chiffre β_{xv} avec l'augmentation de la densité de la pluie est meilleure pour les tambours. Cet effet est dû au processus continu de formation, de mélange et de reformation des gouttes d'eau. Par contre, sur les plaques d'asbeste-ciment on peut observer l'effet de ruissellement qui est défavorable à l'échange de chaleur et de masse.

Pour les densites faibles de la pluie (6...8 $m^3/m^2.h$) on peut observer (fig.3) que le comportament des plaques d'asbeste-ciment change, devenant meilleur que la solution plaques-tambours.C'est une constatation bien surprenante qui doit être élucidée par d'autres travaux experimentaux.

BIBLIOGRAPHIE

1. Vlădea I., Barbu V., Oancea N., Negru D., Iorga D., Jădăneanț M.: Studiul turnurilor de răcire peliculare cu plăci plane din azbociment. Energetica, 17(1969) Nr.12, p.569/572.

2. Vlădea I., N.Oancea: Der thermische Gutegrad von Kuhlturmen. B.W.K. 22 (197o), Nr. 3, S.123/127.
Recu à la redaction le 15 octobre 1982.

CONSIDERATII ASUPRA COMPORTAMENTULUI PLACILOR DE AZBOCIMENT SI A RULOURILOR RIGIDE DIN MATERIE PLASTICA, UTILIZATE CA DISPERSOARE IN TURNURILE DE RACIRE

Rezumat

In lucrare sînt redate principalele rezultate obținute din studierea comparativă a trei tipuri de umpluturi utilizate în turnurile de răcire: plăci plane de azbociment, rulouri rigide din mase plastice și umplutură combinată. Se relevă comportarea mai bună din punct de vedere termic a rulourilor din mase plastice, dar nu se neagă oportunitatea plăcilor din azbociment.

Prin modificarea standului de lucru s-a putut urmări comportarea fiecărei zone a turnului de răcire: zona de ploaie superioară, dispersorul propriu-zis și zona de ploaie inferioară.

Toate calculele au fost făcute pe baza metodei randamentului, determinîndu-se separat valorile cifrei β_{xv} pentru zonele amintite.

Buletinul Stiinţific şi Tehnic
al
Institutului politehnic "Traian Vuia" Timişoara
Tom 28(42) MECANICA 1983

CONTRIBUTII LA CALCULUL SI DIMENSIONAREA TURBOTRANSFORMATOARELOR DE CLASA I

Tămaş M.

1. Raportul de transmitere i_o

Se consideră un turbotransformator de clasa I-a, cu turbină centrifugă /7/.

In lucrarea /7/ s-a arătat că diagrama universală a turbotransformatorului permite determinarea perechii de valori (K_{H_p} - K_Q) optime, pentru randamentul maxim, la o anumită valoare i_o şi pentru un anumit $\bar{b}_{1p}$, deci se obţine punctul optim de funcţionare. Urmînd metodologia prezentată în /7/ se pot calcula şi trasa diagramele universale pentru întreaga gamă de valori ale raportului de transmitere optim (i_o = o,5; o,6; o,7; o,8) la $\bar{b}_{1p}$ = o,25.

Din analiza lucrărilor de specialitate, s-au ales pentru mărimea $\bar{b}_{1p}$ trei valori reprezentative, ce acoperă suficient de bine domeniul de funcţionare al transformatorului Föttinger ($\bar{b}_{1p}$ = o,17; o,25; o,315).

Calculîndu-se diagramele universale pentru toate valorile parametrice ale lui b_{1p}, se pot obţine în final trei dependenţe funcţionale $K_{H_p} = f(K_Q)$, avînd pe $\bar{b}_{1p}$ parametru, sau patru dependenţe funcţionale $K_{H_p} = f(f(K_Q)$ avînd ca parametru i_o-ct, prin unirea punctelor de optim corespunzătoare (fig.1).

Relaţia turaţiei specifice a pompei în funcţie de invarianţii de similitudine este:

$$n_{sp} = 3{,}65\, K_Q^{1/2}\, K_{H_p}^{-3/4} \qquad (1)$$

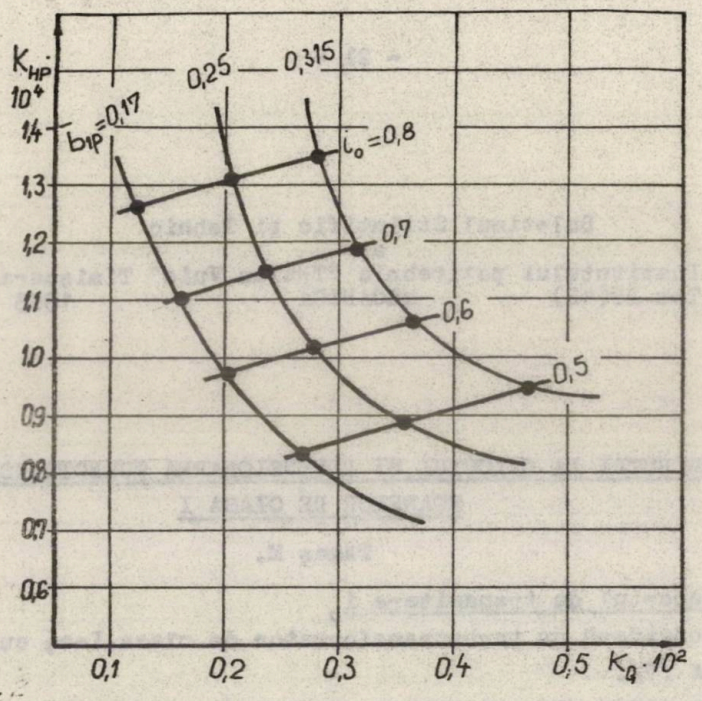


Fig.1. Punctele optime de funcţionare ale turbotransformatorului de clasa I.

Avînd în vedere importanţa în proiectare a stabilirii judicioase a valorilor corelate $n_{sp} - i_o$, s-a trasat dependenţa optimă $n_{sp} = f(i_o)$ pentru cele trei valori ale parametrului geometric b_{1p} (fig.2). S-a obţinut astfel o zonă haşurată ce este în bună concordanţă cu variaţiile propuse de Semiciastnov /2/ şi Minin /3/.

2. Invarianţii înălţimii de pompare K_{Hp} şi de debit K_Q

Invarianţii înălţimii definiţi în /7/ sub forma:

$$K_{Hp} = \frac{H_{tp}}{D_{2p}^2 n_p^2}; \qquad K_Q = \frac{Q}{D_{2p}^3 n_p}$$

permit dimensionarea rotorului de pompă. Aceşti invarianţi corespund coeficienţilor de viteză /6/ şi coeficienţilor de sarcină şi de debit ψ şi φ, iar

$$K_{v\,mp} = 5{,}394 \cdot 10^{-3} \frac{K_{Hp}\, n_{sp}^2}{\delta_p^2 b_{1p}} \qquad (2)$$

unde notaţiile sînt cele prezentate în /7/.

In fig.3 se prezintă, utilizînd fig.1 şi relaţia (1) dependen-

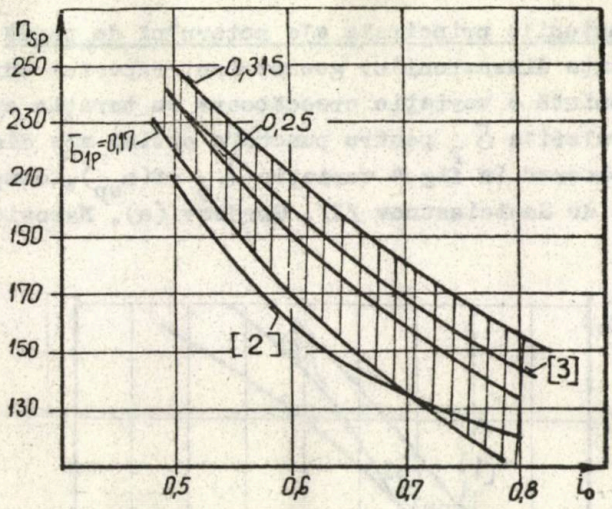


Fig.2. Variaţia turaţiei specifice cu raportul de transmitere optim.

ţa convenabilă $K_{Hp}=f(n_{sp})$, ce este în concordanţă cu rezultatele din literatura de specialitate (acad.I.Anton, Varga, Gordeev, Hurşudan).

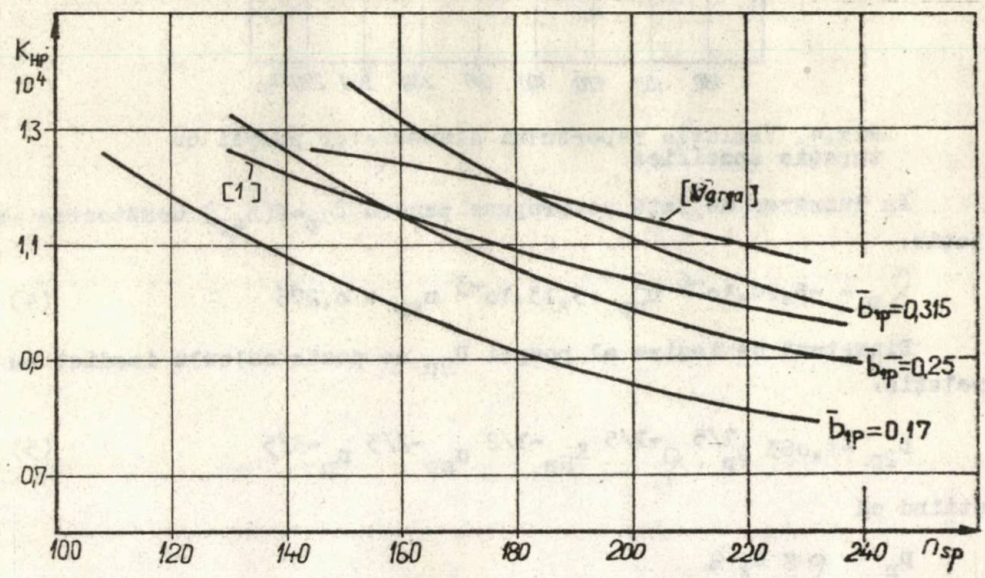


Fig.3. Variaţia invariantului înălţimii de pompare cu turaţia specifică.

In urma calculelor efectuate, se propune următoarea relaţie pentru invariantul înălţimii de pompare:

$$K_{Hp} = 2,28.10^{-9} n_{sp}^2 - 0,42.10^{-6} n_{sp} - 5,363.10^{-4} e - 2,022 i_o + 2,55.10^{-4} \quad (3)$$

3. Dimensiunile principale ale rotorului de pompă

In privinţa dimensiunilor geometrice, raportul adimensional $\delta_p = \frac{D_{1p}}{D_{2p}}$ prezintă o variaţie crescătoare cu turaţia specifică n_{sp}, considerînd valorile δ_p pentru punctele optime ale diagramelor universale. Se observă în fig.4 variaţia $\delta_p = f(n_{sp})$, comparativ cu valorile date de Semiciastnov /2/, Gordeev (a), Natovici (b) şi I.Anton /1/.

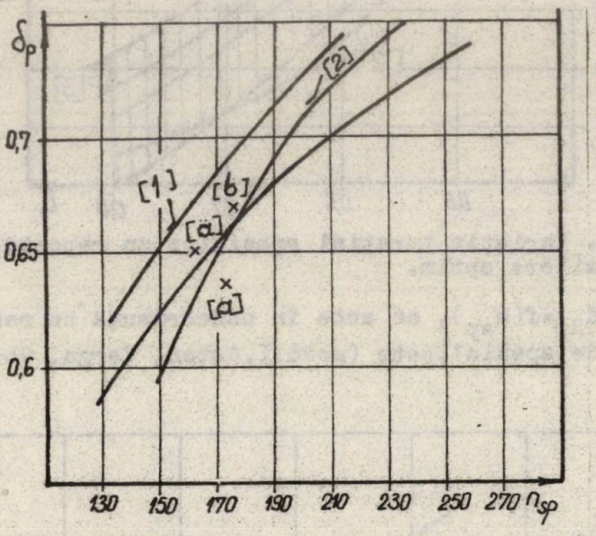


Fig.4. Variaţia raportului diametrelor pompei cu turaţia specifică

In lucrarea de faţă se propune pentru $\delta_p = f(n_{sp})$ următoarea relaţie:

$$\delta_p = -5,24.10^{-6} n_{sp}^2 + 3,13.10^{-3} n_{sp} + 0,276 \quad (4)$$

Diametrul de ieşire al pompei D_{2p} se poate calcula imediat cu relaţia:

$$D_{2p} = 1,063 \, p_p^{1/5} \, \rho^{-1/5} \, K_{Hp}^{-1/2} \, n_{sp}^{-2/5} \, n_p^{-3/5} \quad (5)$$

ştiind că

$$p_p = \rho g H_{t_p} Q$$

Pe baza rezultatelor obţinute în această lucrare se recomandă următoarea relaţie pentru calculul lăţimii meridionale relative la intrarea în pompă:

$$\bar{b}_{1p} = \frac{b_{1p}}{D_{1p}} = 4.10^{-3}(n_{sp} - 654\, e^{-2,022 i_o} + 62,5) \qquad (6)$$

ceea ce permite determinarea lui b_{1p}.

Pentru a confirma justeţea relaţiei (6) se calculează coeficientul vitezei meridionale înainte de intrare în pompă K_{vmp} cu relaţia (2) pentru cele trei valori ale lui $\bar{b}_{1p}$.

Reprezentînd grafic relaţia (2) pentru $\bar{b}_{1p}$ = 0,17; 0,25; 0,315 se obţine domeniul haşurat din fig.5, alături de dependenţele statistice $K_{vmp} = f(n_{sp})$ date de I.Anton /1/ şi Semiciastnov /2/.

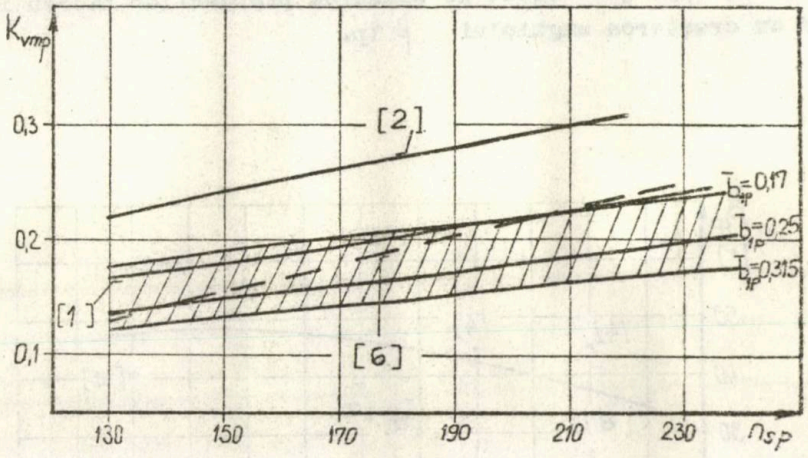


Fig.5. Variaţia coeficientului vitezei meridionale cu turaţia specifică

4. Unghiul paletei la intrare în pompă

Un rol important îl joacă la iniţializarea calculului de proiectare unghiul β_{1p}, valoarea acestuia admiţîndu-se cunoscută pe baza experienţei proiectantului.

In lucrarea /7/ se prezintă o metodă de optimizare pentru determinarea unghiului β_{1p}, metodă integrată în calculul diagramei universale.

Utilizînd această metodă s-au determinat valorile unghiului β_{1p} pentru punctele optime ale diagramelor universale. Mai trebuie menţionat aici că, paleta rotorului de pompă, în funcţie de valoarea unghiurilor β_{1p} şi β_{2p} poate fi, fie întoarsă înapoi, fie întoarsă înainte. Pentru a controla forma paletei în timpul proiec-

tării, se consideră ecuaţia dreptei ce respectă cele două direcţii date de unghiurile β_{1p} şi β_{2p} şi anume:

$$\cos \beta_{1p} = \cos \beta_{2p} \frac{1}{\delta_p}$$

Deci, pentru o valoare dată lui β_{1p} şi δ_p, rezultă o valoare β_{2p_D} ce respectă liniaritatea, adică paleta de pompă este dreaptă. Comparînd valoarea lui β_{2p} obţinută din calculul de proiectare cu β_{2p_D}, rezultă imediat dacă paleta de pompă este întoarsă înainte sau înapoi.

Reprezentîndu-se grafic dependenţa $\beta_{1p} = f(n_{sp})$ în fig.6 se observă că, în general, valorile unghiului β_{1p} sînt ridicate (35°-$5o^o$), fapt justificat de scăderea pierderilor hidraulice în pompă cu creşterea unghiului β_{1p}.

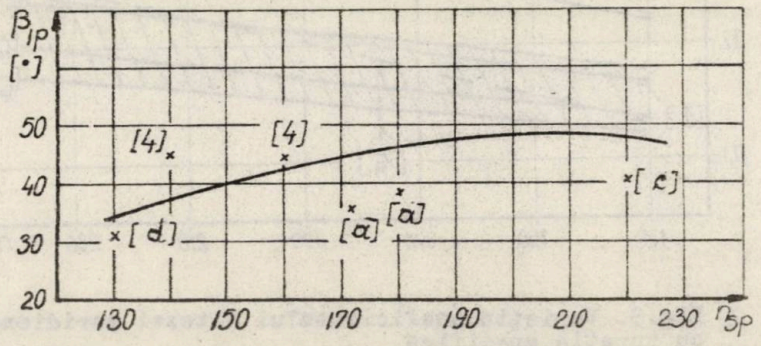


Fig.6. Variaţia unghiului de intrare în pompă cu turaţia specifică.

Comparativ, se prezintă valorile indicate de lucrările Narbut /4/, Gordeev (a), Grianko (c), Pfister (d)(fig.6).

Deasemenea, se remarcă o bună concordanţă cu Hurşudian care recomandă ca $\beta_{1p} = 36^o - 6o^o$ şi cu lucrarea /6/ unde se stabileşte ca domeniu optim pentru β_{1p}, intervalul $4o^o - 5o^o$.

5. Randamentul transformatorului

Considerînd valorile maxime ale randamentului turbotransformatorului, corespunzătoare punctelor optime (fig.7) se poate tra-

se dependenţa $\eta = f(i_o)$ (fig.8), comparativ cu rezultatele oferite de Minin /3/ şi Varga.

Analizînd diagrama, se remarcă că valorile randamentelor obţinute în prezenta lucrare sînt mai realiste decît cele date de Minin şi Varga, performanţele turbotransformatoarelor în funcţiune, de tipul Föttinger nedepăşind valoarea de 85%.

6. Concluzii

In lucrarea de faţă, cu ajutorul calculatorului electronic s-au obţinut diagramele universale ale turbotransformatorului de clasa I, în coordonate $K_{Hp} - K_Q$, pentru diferite rapoarte de transmitere i_o.

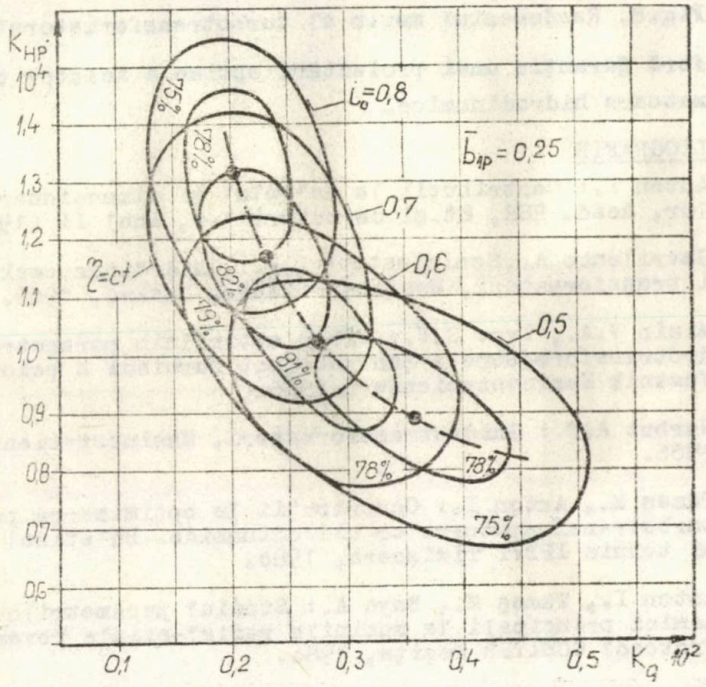


Fig.7. Diagramele universale ale turbotransformatorului de clasa I.

Prelucrînd aceste diagrame şi beneficiind de o metodă de calcul optimizat al unghiului β_{1p}, s-au determinat relaţii generale de proiectare a turbotransformatorului, valabile pentru întreg domeniul de turaţii specifice utilizate.

Aceste relaţii, fiind stabilite din condiţia de randament

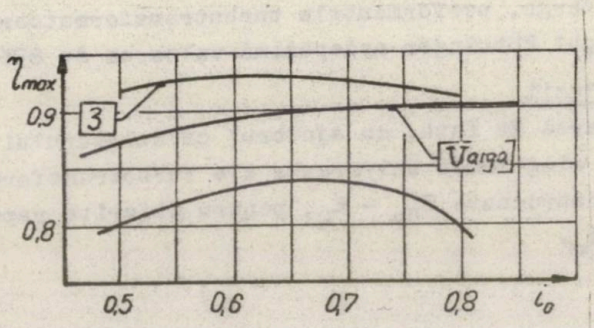


Fig.8. Randamentul maxim al turbotransformatorului

maxim, oferă garanţia unei proiectări optime a acestor tipuri de transformatoare hidrodinamice.

BIBLIOGRAFIE

1. Anton I.: Contribuţii la calculul şi dimensionarea pompelor, Acad. RSR, St.şi cercetări 1-4, Anul II (1955)

2. Gavrilenko A.,Semiciastnov I.F.: Ghidodinamiceskie muftî i transformatorî, Maşinostroienie, Moskva, 1969.

3. Minin V.A., Lvov S.V.: Vîbor optimalnîh parametrov ghidrotransformatore a ţentrobejnoi turbinoi s pomoşciu EVM, Vestnik Maşinostroienie 6/1966.

4. Narbut A.N.: Ghidrotransformatorî, Maşinostroienie, Moskva, 1966.

5. Tămaş M., Anton I.: Contribuţii la optimizarea proiectării turbotransformatoarelor hidrodinamice. Buletinul ştiinţific şi tehnic IPTVT Timişoara, 1980.

6. Anton I., Tămaş M., Baya A.: Studiul parametrilor hidrodinamici principali la maşinile radial-axiale reversibile. Protocol CCSITEH Reşiţa, 1980.

7. Tămaş M.: Diagrama universală a turbotransformatoarelor hidrodinamice de tip Föttinger, Buletinul ştiinţific şi tehnic, IPT Timişoara, 1981.
Primită la redacţie la 29 martie 1982.

CONTRIBUTION TO CALCULATION AND DESIGN OF FIRST CLASS TORQUE CONVERTERS

Abstract

The paper presents, by using the general performance characteristics of torque converters, relationships for the design and calculation of hydrodinamic torque converters with high efficiency.

Buletinul Stiinţific şi Tehnic
al
Institutului politehnic "Traian Vuia" Timişoara
Tom 28(42) MECANICA 1983

DAS AERODYNAMISCHE UNIVERSALSCHAUBILD DES ROTORBLATTES EINER SCHNELLÄUFIGEN WINDTURBINE MIT WAAGERECHTER ACHSE

Sisak E.

Das aerodynamische Universalschaubild des aus Einzelprofilen bestehenden Rotorblattes besteht aus der Zusammenfassung im selben Schaubild aller geometrischen und aerodynamischen Kennwerte der Profile eines nicht vom Netz beeinflussten Rotorblattes.

Der Beitrag /1/ erarbeitet ein neues, aerodynamisches Universalschaubild genanntes, Verfahren zur Gesamtdarstellung aller geometrischen und aerodynamischen Kennwerte der Familie von Einzelprofilen.

Zum Unterschied vom Universalschaubild der Familie von Einzelprofilen, bei dem in die Ordinatenachse die Werte der relativen maximalen Dickenverhältnisse aufgetragen sind, enthält das Universalschaubild des Rotorblattes auf der Ordinatenachse das relative Radienverhältnis der berechneten Rotorabschnitte. Das Universalschaubild des Rotorblattes wird also im Koordinatensystem (r/R, α) mit den beigeordneten Werten des relativen maximalen Dickenverhältnisses der Einzelprofile dargestellt, wobei die Werte dieses wichtigen Parameters aufgrund der zulässigen Verteilung entlang der Radien festgelegt werden.

Abb.1 zeigt das Verfahren zur Aufzeichnung des Universalschaubildes eines Rotorblattes mit Hilfe der aerodynamischen Kennwerte der einzelnen Profile. Es werden nacheinander die Kurven /C_a, α /, /C_w, α / und /C_a/C_w, α / mit der Parallelen zur Abszissenachse geschnitten, und die erhaltenen Werte werden auf die Geraden r/R=konst. des Systems (r/R, α) aufgetragen. Die Vereinigung der gleichwertigen Punkte C_a, C_w und C_a/C_w in den verschiedenen Berechnungs Schnitten ergibt drei Serien von Kurven mit konstanten Werten des Auftriebs C_a, des Widerstands C_w und der Güte C_a/C_w auf dem ganzen Rotorblatt.

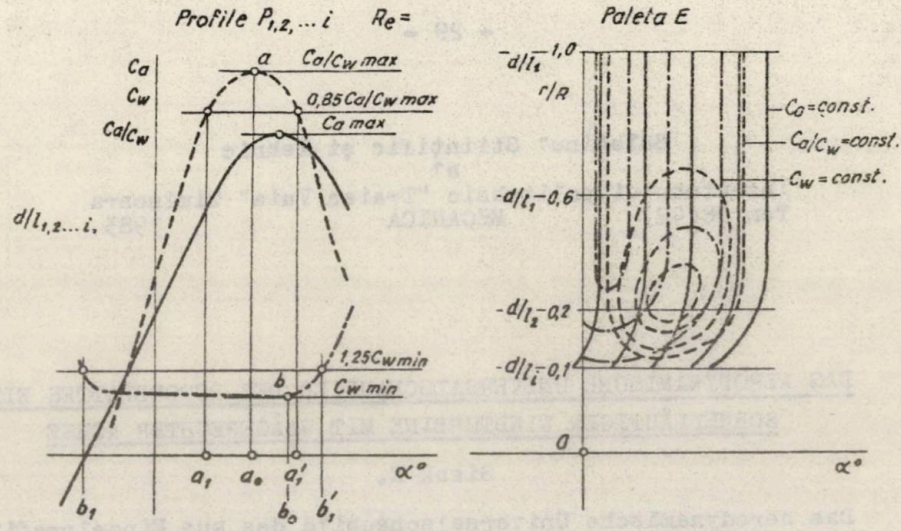


Abb.1 Verfahren zur Aufzeichnung des aerodynamischen Universalschaubildes des Rotorblattes einer schnellläufigen Windturbine mit waagerechter Achse.

Das Schaubild, das nach einem von der Familie von Einzelprofilen übernommenen Verfahren aufgezeichnet wurde, enthält also in synoptischer Darstellung den funktionellen Zusammenhang, bei verschiedenen Anstellwinkeln α , aller geometrischen und aerodynamischen Kennwerte eines gegebenen Rotorblattes.

Abb.2 zeigt das aerodynamische Universalschaubild eines Rotorblattes mit den Profilen GÖ 796,797 und 798: (r/R, α) C_a, C_w und C_a/C_w = konst. Re = $3{,}8.10^5$.

Es muss bemerkt werden, dass die aerodynamischen Bedingungen an der Peripherie des Rotorblattes sich stark ändern (bei r/R = 1 ist der Auftrieb null), wobei auch der Kurvenverlauf auf dem Schaubild entsprechend abgeändert wird. Die Peripherieerscheinung muss als Sonderfall innerhalb der speziellen Bedingungen in dieser Zone (Randplatten usw.) untersucht werden.

Das Universalschaubild wird mit den Kurven des maximalen Gütewertes bzw. des minimalen Wertes des Widerstandskoeffizienten für alle Profile des Rotorblattes in den verschiedenen Schnitten ergänzt. Anschliessend an diese Kurven werden die Kurven für 0,85 C_a/C_w max und 1,25 C_w min gezeichnet. Der Überlagerungsbereich beider Streifen begrenzt den Anstellwinkelintervall, in dem gleichzeitig die Bedingungen für die Abänderung der Güte und des Widerstandes erfüllt sind. In diesen Bereich arbeitet das Rotorblatt in aerodynamisch optimalen oder annähernd optimalen Bedingungen.

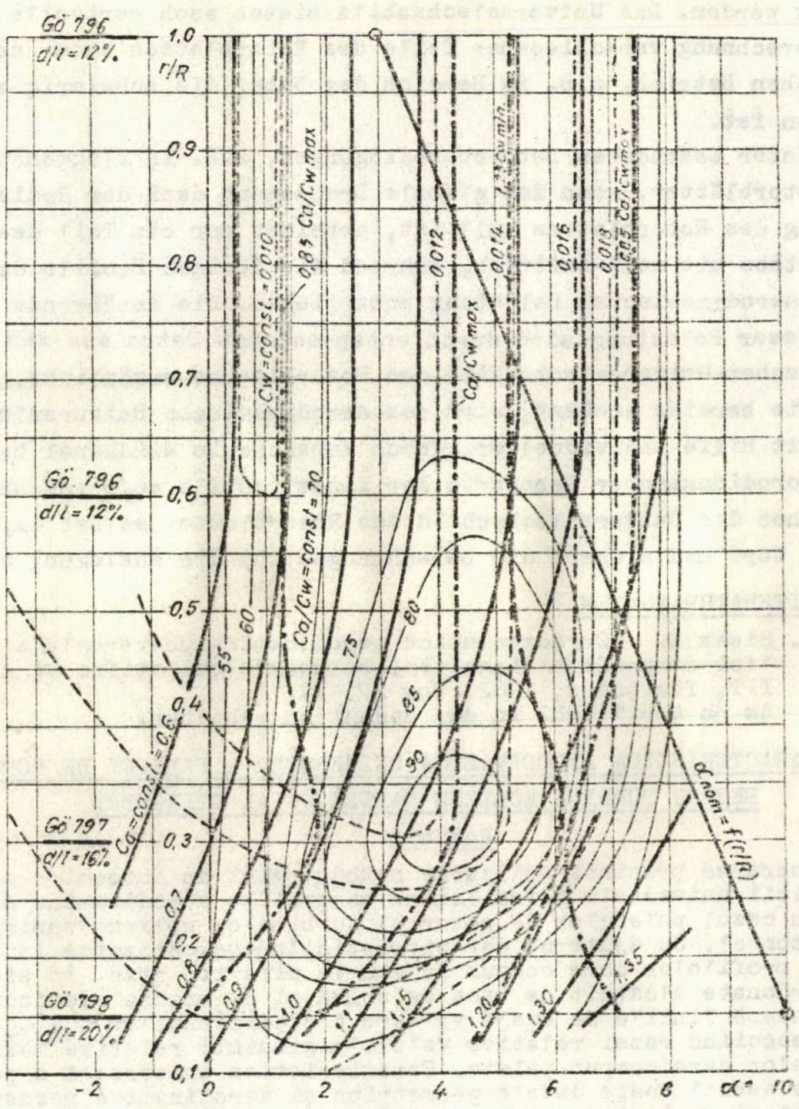


Abb.2 Das aerodynamische Universalschaubild eines Rotorblattes mit den Profilen Gö 796,797 und 798. Re = $3{,}8 \cdot 10^6$.

Das Universalschaubild des Rotorblattes enthält die zur Belastungsberechnung des Rotorblattes nötigen Werte und bietet den Vorteil, dass daraus die aerodynamischen Daten sowohl für die Berechnung der gegebenen Anstellwinkel α, als auch für andere Betriebsweisen, wenn der Anstellwinkel vom Normalwert abweicht,

abgeleitet werden können. Andere Daten des Universalschaubildes können zur Berechnung der Regelungsvorrichtung, bzw. zur Berechnung der mechanischen Belastung der Struktur des Rotorblattes verwendet werden. Das Universalschaubild bietet auch wertvolle Daten zur Berechnung verschiedener Teile des Rotorblattes unter aerodynamischen Betrieb, z.B. im Bereich der Nabe, die schwierig zu gestalten ist.

Unter besonderen Betriebsbedingungen, z.B. in Flaggenstellung der Rotorblätter, wenn das globale Drehmoment dank der Radialverdrehung des Rotorblattes null ist, arbeitet nur ein Teil des Rotorblattes mit null-Auftrieb, während die übrigen Profile dennoch einer aerodynamischen Belastung unterliegen. Die annähernde Schätzung dieser Belastung wird durch entsprechende Daten aus dem aerodynamischen Universalschaubild des Rotorblattes ermöglicht.

Wie bereits erwähnt, wird das aerodynamische Universalschaubild mit Hilfe individueller, durch Versuche im Windkanal bestimmter, aerodinamischer Kennwerte der Einzelprofile aufgezeichnet. Somit hat das Universalschaubild des Rotorblattes selbst experimentellen Wert und sichert die Berechnungen und die Auslegung ab.

LITERATURANGABEN

1. Sisak E. - Caracteristica aerodinamică universală a familiei de profile singulare. Buletinul ştiinţific şi tehnic IPT, Timişoara, 1982, Tom 27(41).
Am 30 April 1982 in der Redaktion erhalten.

CARACTERISTICA AERODINAMICA UNIVERSALA A PALETEI DE ROTOR PENTRU TURBINE EOLIENE RAPIDE CU AX ORIZONTAL

Rezumat

Lucrarea prezintă aplicarea metodologiei de întocmire a caracteristicii universale a familiilor de profile aerodinamice singulare în cazul paletelor de rotor al turbinelor eoliene rapide cu ax orizontal. Cu ajutorul caracteristicilor aerodinamice individuale ale profilelor care compun paleta la diferite raze, în sistemul de coordonate alcătuit de raza relativă şi de unghiul de incidenţă, se trasează liniile de egală valoare a coeficienţilor C_a, C_w şi C_a/C_w asociind razei relative valorile grosimii relative maxime a profilelor care compun paleta. Caracteristica universală a paletei conţine astfel toate datele geometrice şi aerodinamice necesare în calculul şi proiectarea rotorului în regim nominal şi în cazuri particulare de funcţionare.

Buletinul Stiinţific şi Tehnic
al
Institutului politehnic "Traian Vuia" Timişoara
Tom 28(42) MECANICA 1983

ETUDE EXPERIMENTALE DE LA RESISTANCE A L'AVANCEMENT DU MODELE MAGNIBUS-02.

Gheorghiu M., Galeriu C.D.

1. Introduction

Pour déterminer les caractéristiques des véhicules à coussin magnétique, il est nécessaire de faire des investigations expérimentales élargies et approfondies qui puissent conduire à des solutions finales optimes concernant la consommation d'énergie, la silenciosité et la ventilation des instalations motrices et de contrôle. Dans le cadre des études élaborées à la Chaire de Matériel Roulant de l'Institut Polytechnique "Traian Vuia" de Timişoara on a établi la géométrie du véhicule à coussin magnétique Magnibus-02. Ayant à la base ces études, on a exécuté un modèle à l'échelle 1:30. Les mesurages expérimentaux effectués sur ce modèle sont concentrés, dans cet ouvrage, sur l'évaluation du coefficient C_x de résistence à l'avancement.

2. Méthodologie des travaux

Les mesurages ont eu lieu dans la tunnel aérodynamique du Laboratoire de Machines Hydrauliques de Timişoara (LMHT) /1/. Les conditions de l'essai peuvent être modifiées par la variation du débit a l'aide l'une vanne disposée dans le circuit d'alimentation, et par la position correspondante des parois mobiles de la section d'essai. Le tunnel est muni d'une balance aérodynamique /2/ ayant trois composants (fig.1).

Pour eliminer les frottements mécaniques il est nécessaire d'étalonner la balance. La courbe d'étalonnage F = F(f) ou f=la force nécessaire à l'équilibrage de la balance /2/, f= la résistance à l'avancement, relève un très bon groupement des points sur une sroite (fig.2).

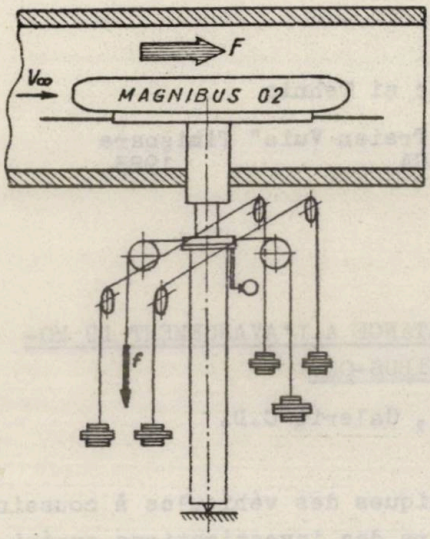


Fig.1. La balance aérodynamique

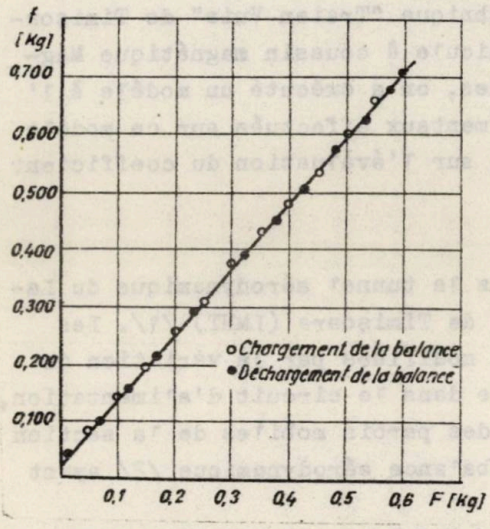


Fig.2. La courbe d'étalonnage de la balance

Dans le cadre des essais, on détermine pour chaque régime la vitesse du courent V à l'aide d'une sonde Ptandtl-Pitot raccordée à un micromanomètre à tube incliné et la force f mesurée à l'aide de la balance. Puis on calcule le coefficient C_x:

$$C_x = \frac{F}{\frac{\rho}{2} V_\infty^2 S} \qquad (1)$$

et le nombre Reynolds:

$$Re = \frac{V_\infty \; D_h}{\nu} \qquad (2)$$

où S = la surface de la section transversale du modèle

D_h = la diamètre hydraulique

= la densité

= la viscosité cinématique

Les dernières cinématique étant dépendantes de la valeur mesurée de la température de l'air véhiculé dans le tunnel.

Mais, l'emplacement du modèle dans le tunnel aérodynamique modifie les conditions d'écoulement par rapport aux conditions réelles développées dans un courent infini /4/, /3/. Donc, dans l'étude des résultats, il faut éliminer les efets secondaires déterminés par:

- la force du puissage f_i

$$f_i = -\frac{\pi}{4} f_3 b^3 k \frac{\frac{\rho}{2} V_\infty^2}{B} \qquad (3)$$

- le blocage solide f_{sb}

$$f_{sb} = \frac{k_3 \, \tau \, V_{ol}}{C^{3/2}} \qquad (4)$$

- la blocage de sillage f_d

$$f_d = \frac{1}{4} \frac{S_c}{C^{3/2}} C_x \qquad (5)$$

- les dimensions relatives du modèle par rapport à les de la section en ouvrage
- le spécifique de la station d'essai.

Dans ce tte etude on a essayé le modèle du véhicule en présence des parois latéra les de la section du tunnel (jet dirigé) et dnas leur absence (jet libre) pour les suivantes valeurs de la largeur du jet: 300 mm, 400 mm, 500 mm.

Les mesurages qu'on a fait dans ces conditions ont été corrigés conformément aux relations:

$$V_{\infty c} = V_{\infty} (1+f_t) \qquad (6)$$

$$Re_c = Re(1+f_t) \qquad (7)$$

$$C_{xc} = \frac{F_c}{\frac{\rho}{2} V^2_{\infty c} S} \qquad (8)$$

ou le blocage total f_t est donné par:

$$f_t = f_{sb} + f_d \qquad (9)$$

La valeur corrigée de la résistance à l'avancement F_c, résulte de la courbes d'étalonnage, fig.2, celle-ci étant déterminée par la force corrigée f_c nécessaire à l'équilibrement de la balance

$$f_c = f - f_i \qquad (10)$$

La signification physique de la grandeur des relations (3) à (10), les notations utilisées et les valeurs des constantes qui interviennent dans ces relations sont données dans /4/.

4. Résultats expérimentaux

Les mesurages ont recouvert en totalité l'intervalle des vitesses que le tunnel permettait. Le modèle initial à été muni d'un système de jalousies d'admission- évacuation de l'air pour le refroidissement des installations motrices et de contrôle. Les résultats obtenus sur ce modèle ont relevé des valeurs de grandeurs

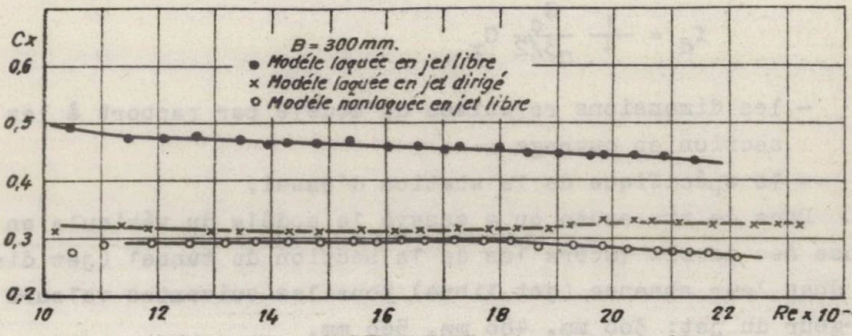


Fig.3. La variation du coefficient de résistance par rapport au nombre Reynolds. La lageur du jet B = 3oo mm.

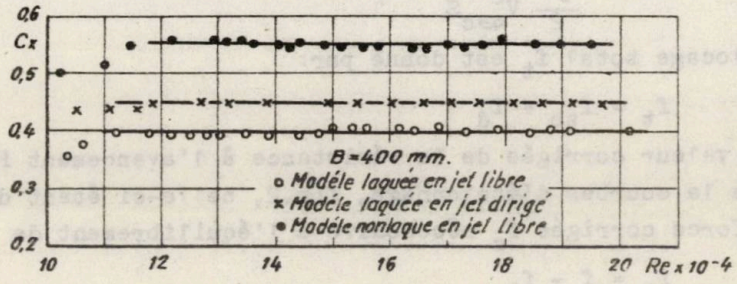


Fig.4. La variation du coefficient de résistance par rapport au nombre Reynolds. La lageur du jet B = 4oo mm.

inadmisibles, explicables par la résistance aérodynamique suplémentaire indue par la système des jalousies, du coefficient C_x de résistance à l'avancement. Donc, on a renoncé au système mentionné, ce qui a abouti, concernant le modèle, à une forme améliorée du point de vue aérodynamique.

Les investigations expérimentales effectuées sur cette forme

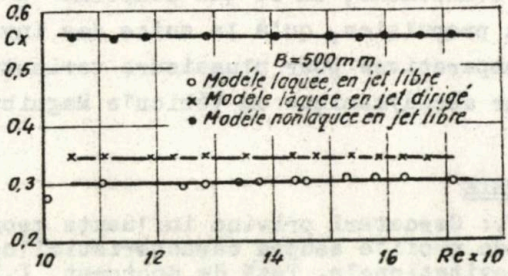


Fig.5. La variation du coefficient de résistance par rapport au nombre Reynolds. La lageur du jet B - 5oo mm

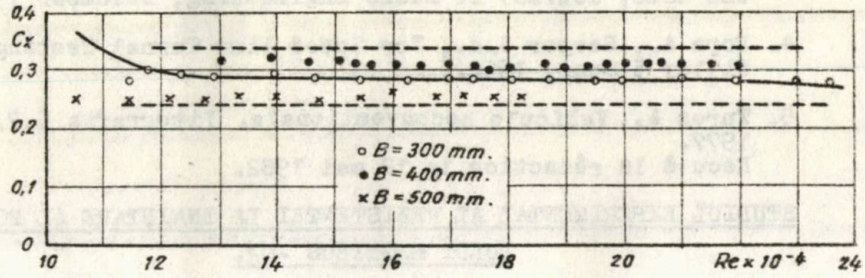


Fig.6. La variation du coefficient de résistance par rapport au nombre Reynolds. Valeurs Corrigées

avec la mise en evidence de l'influence de la qualité de la surface du modèle - surface laquée au nonlaquée - sont concrétisées dans les diagrammes présentés dans les fig. 3, 4, 5, 6.

4. Conclusions

Les résultats obtenus pour le modèle du véhicule Magnibus-02, disposé dans le section de travail du tunnel aérodynamique de L.M.H.T., élaborés compte tenant des corrections concernant: les conditions d'écoulement, les dimensions relatives du modèle par rapport à celles de la section de travail du tunnel, le spécifique

de la station, mettent en évidence (fig.6) dans la zone des vitesses maximales, des valeurs du coefficient de résistance à l'avancement C_x = o,35.

On peut apprécier, vu L'importance particulere des caracteristiques aérodynamiques et en premier lieu du coefficient C_x de résistance à l'avancement, en ce qui concerne la force consommée nécessaire à la propulsion, qu'à la suite des investigations expérimentales comparatives pour plussieurs variantes de la géometrie, le contour aérodynamique du véhicule Magnibus-02 peut être amélioré.

BIBLIOGRAPHIE

1. Anton V.: Cercetări privind influenţa geometriei unor reţele de profile asupra caracteristicilor lor energetice şi cavitaţionale. Teză de doctorat, I.P.Timişoara, 1971.

2. Bărglăzan A., Sisak E., Ciocîrlan C.; Determinarea corecţiilor la măsurarea forţei de rezistenţă a profilelor în tunelul hidrodinamic M.H.T. Studii şi cercetări. Stiinţe tehnice, Tom VII, 1961, nr.3-4, Timişoara.

3. Goust S.W.Jr., Noves B.S.Jr., Nwude J.K., Swarde M.C.: Aerodynamic drag on vehicles in tunnels. Transactions of the ASME, Journal of Basic Engineering, December 1969.

4. Pope A., Harper J.J., Low-Speed Wind Tunnel Testing, John Willey 5 Sons, 1966.

5. Turos A., Vehicule neconvenţionale. Litografia I.P.T. 1977.
Recu à la rédaction le 12 mai 1982.

STUDIUL EXPERIMENTAL AL REZISTENTEI LA INAINTARE AL MODELULUI MAGNIBUS -02.

Rezumat

Lucrarea prezintă rezultatele experimentale obţinute la determinarea coeficientului de rezistenţă la înaintare pentru un model al vehiculului cu pernă magnetică Magnibus-02.

Rezistenţa la înaintare a fost măsurată în tunelul aerodinamic din Laboratorul de Maşini Hidraulice din Timişoara (ICMET) cu ajutorul unei balanţe aerodinamice cu trei componente.

Măsurătorile efectuate în jet liber şi în jet dirijat au condus, pentru valorile maxime ale vitezei din secţiunea de lucreu a tunelului aerodinamic la valori ale coeficientului de rezistenţă la înaintare C_x = o,35.

Buletinul Stiinţific şi Tehnic
al
Institutului politehnic "Traian Vuia" Timişoara
Tom 28(42) MECANICA 1983

ETUDE DES CONDITIONS DE VENTILATION POUR LE MODELE MAGNIBUS-o2

Galeriu C.D., Gheorghiu M.

1. Introduction

Les véhicules de transport à coussin magnétique utilisent des machines motrices de puissances et gabarits relativement grands.

Leur encadrement dans les limites imposées par la géometrie du véhicule et de sa masse réclame l'application de solutions spéciales qui imposent des régimes de travail difficils caractérisés également par les valeurs élevées de la température.

Dans ces conditions le bon fonctionnement des installations motrices et de contrôle est assuré par une ventilation correspondante.

Le problème de la ventilation consiste essentiellement à assurer des vitesses (débits) de l'air de refroidissement afin de réaliser l'évacuation de l'excès de chaleur et par cela de maintenir la température dans les limites envisagées. Dans le cas de certains vehicules à coussin magnétique réalisés dans d'autres pays /5/ les problémes de ventilation et climatisation ont été résolus par l'utilisation d'installations spéciales qui réduisaient la puissance des moteurs destinés à la propulsion et lévitation magnétique ou agrandissaient le poids du véhicule.

On envisage pour le véhicule Magnibus-o2 une ventilation aérodynamique des installations motrices et de contrôle en utilisant pour véhiculer le débit de refroidissement l'énergie cinétique de l'air grâce au mouvement relatif de celui-ci par rapport au véhicule.

2. La géometrie du tracé de ventilation

Les installations motrices et de contrôle du véhicule à coussin magnétique Magnibus-o2 sont disposées dans des compartiments spéciaux situés dans la partie frontale et terminale du véhicule. La solution considérée par les bureaux de projection de la Chaire de

de matériel roulant pour la ventilation aérodynamique est présentée dans le fig.1 et consiste dans la réalisation de deux circuits de ventilation l'un pour le compartiment frontal et l'autre pour le terminal (fig.1).

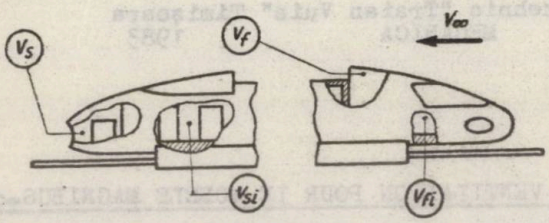


Fig.1. Les circuits de ventilation

Au circuit de ventilation du compartiment frontal on a exécuté deux prises dont le section a résulté du débit correspondant à la vitesse de refroidissement nécessaire estimée par calcul et pour l'évacuation de l'ar réchauffé le profil du véhicule a éte prolongé de manière aérodynamique avec une capote.

La captation de l'air pour le refroidissement des installations motrices du compartiment terminal est assurée par une prise disposée sur le toit du vehicule et l'évacuation par une fenêtre de section circulaire.

Le problème qui se pose est celui d'apprécier par mesurage la viabilité et l'efficacité du systéme de ventilation proposé et de déterminer, en même temps, en quelle mesure les modifications faites à la géometrie du vehicule influencent les caractéristiques aérodynamiques de celui-ci.

3. Instruments de mesure,La méthodique des essais

Les mesurages ont été effectués dans la tunnel aérodynamique /1/, /2/ du Laboratoire de Machines Hydrauliques de Timişoara (IMHT), le modéle ayant éte monté en section d'essai sur le support de la balance.

Pour mesurer les vitesses V_f et V_s d'évacuation on a placé dans les sections correspondantes, aux prises respectives, deux traducteurs de vitesse à fil chaud, type DISA /3/, dont les courbes d'étalonnage sont présentées dans la fig.2. En même temps, afin de pouvoir mesurer également les vitesses de ventilation V_{fi} et V_{si} de la zone des instruments de mesurrage et des installations motrices des deux circuits, on a fogé dans la branche de droite du compartiment frontal à la place destinée aux instruments de mesurage et de contrôle et dans le compartiment terminal dans l'intervalle entre les deux groupes motrices encore deux traducteurs de vitesse à fil chaud MFPm et MSPM. Les courbes de leur

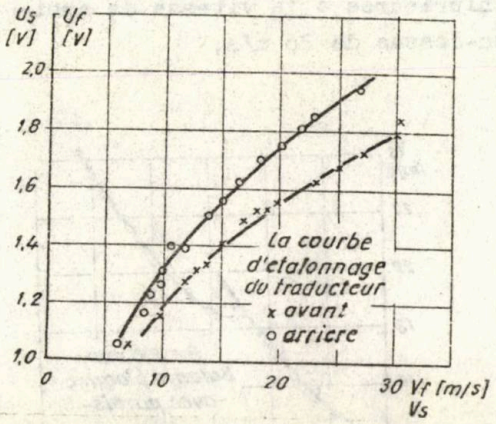


Fig.2. Les courbes d'étalonnage des traducteurs à fil chaud.

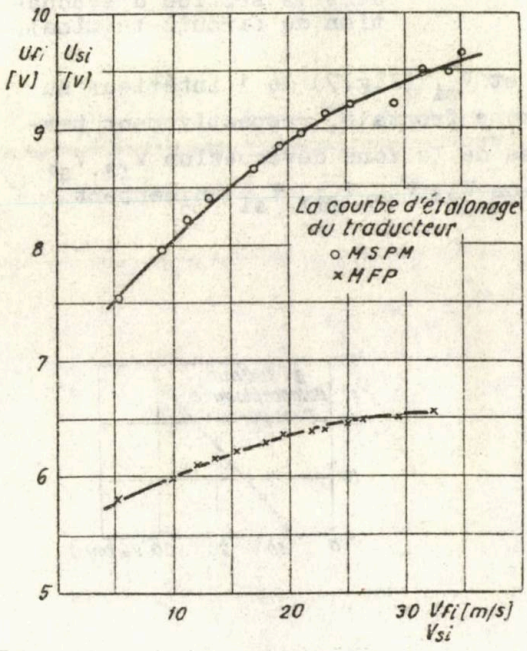


Fig.3. Les courbes d'étalonnage des traducteurs à fil chaud MFPm, MSPM.

étalonnement sont donnés dans la fig.3.

La méthodologie générale des essais et les relations d'étude des résultats sont présentées en /4/.

Il faut metionner qu'à chaque régime on a mesuré les vitesses de ventilation: V_f, V_{fi}, V_s, V_{si} lesquelles, ont été établies pour la balance bloqués et pour la balance nonbloquée. Dans cette dernière situation on a déterminé simultanément, également les coéfficients de résistance C_x.

4. Résultats expérimentaux

Le domaine investiqué correspondant à des chiffres Re entre $o,9.10^5$ et $2,1.10^5$ a été couvert par des mesurages effectués en jet libre et en jet dirigé, la distance entre les parois du tunnel étant B = 3oo mm; 4oo mm; 5oo mm/4/..

Les valeurs obtenues correspondant aux vitesses locales du courant de ventilation dans les ponts où ont été montés les traducteurs à fil chaud, la direction des vitesses meurées étant perpendiculaire au fil.

Les résultats des mesurages effectués conduisent conclusions suivantes:

- les vitesses V_f(fig.4) et V_s(fig.5) dans les zones d'éva-

cuation des circuits de ventilation atteignent même pour des vitesses V du courant de 5o m/s (inférieures à la vitesse de croisière du véhicule) des valeurs an-dessus de 2o m/s;

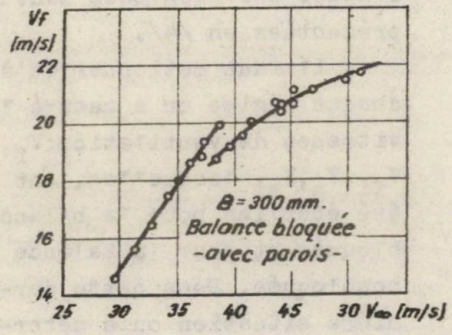


Fig.4. La variation de la vitesse de ventilation dans la section d'évacuation du circuit frontal.

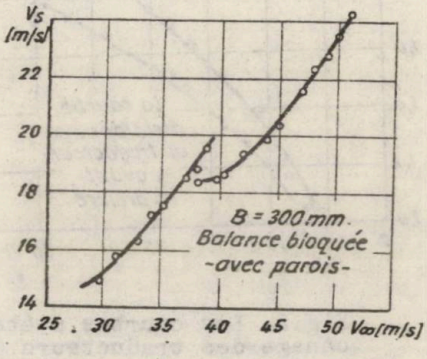


Fig.5. La variation de la vitesse de ventilation dans la section d'évacuation du circuit terminal.

- les vitesses V_{fi} (fig.6) et V_{si} (fig.7) de l'intérieur du circuit de ventilation dans la zone frontale, respectivement terminale, sont inférieures à celles de la zone dévacuation V_f, V_s,

- les vitesses de ventilation V_f, V_s, V_{fi}, V_{si} augmentent avec la vitesse du courant V ;

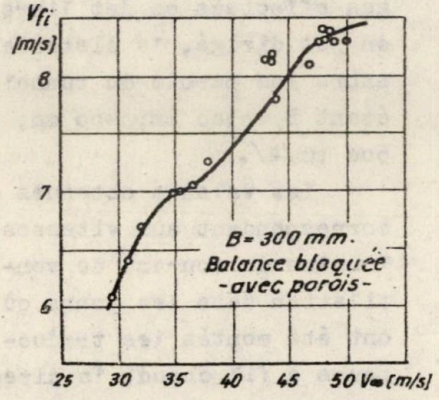
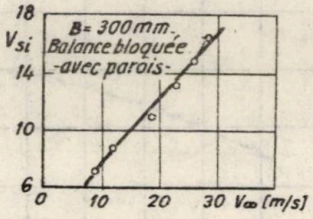


Fig.6. La variation de la vitesse intérieur de ventilation dans la zone des instruments de contrôle du circuit frontale.



Fiz.7. La variation de la vitesse intérieure dans la zone des groupes motrice du circuit terminal.

- les difference, pour une distance B entre les parois de la section de travail du tunnel, entre les vitesses de ventilation mesurées en jet dirigé (avec parois)(fig.8) au ent jet libre (fig.9) relativement faibles, les viteses remarquées pour les différentes valeurs de B, fig.5, fig.1o, fig.8, sont dues aux conditions de l'essai et au blocage relatif /4/;

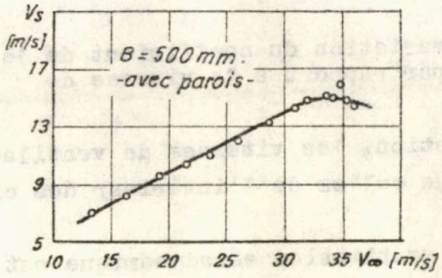


Fig.8. La variation de la vitesse de ventilation mesurée en jet dirigé.

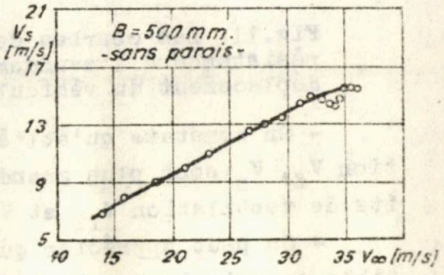


Fig.9. La variation de la vitesse de ventilation mesurée en jet libre.

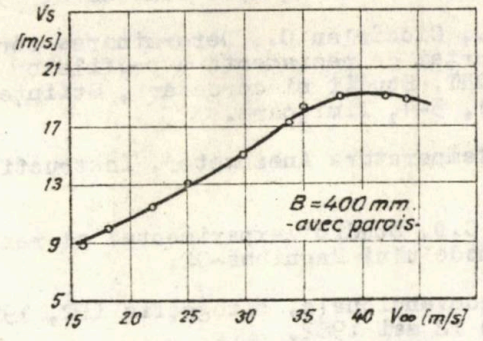


Fig.1o. La variation de la vitesse de ventilation pour B = 4oo mm mesurée en jet dirige.

- Les coefficients de résistance à l'avancement (C_x),par rapport à ceux déterminés pour le modèle initial /4/ sont plus grands à cause de la modification de la géométrie du véhicule, fig.11.

5. Conclusions

- Les essais ont mis en évidence le fait que, dans les points du mesurage les vitesses de ventilation n'atteignent pas la valeur nécessaire estimée par le calcul, de 25 m/s.

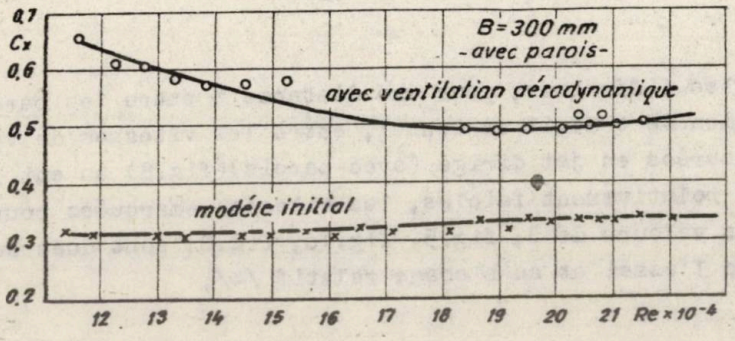


Fig.11. Les courbes de la variation du coefficient de la résistence à l'avancement par rapport à la vitesse de déplacement du véhicule.

- On constate qu'à l'évacuation, les vitesses de ventilation V_f, V_s sont plus grandes que celles de l'intérieur des circuits de ventilation V_{fi} et V_{si}.

- On peut apprécier que la ventilation aérodynamique est possible en principe, mais l'analyse de l'opportunité et l'établissement d'une solution optime peuvent résulter seulement à la suite d'investigations particuliéres.

BIBLIOGRAPHIE

1. Anton V., Cercetări privind influenţa geometriei unor reţele de profile asupra caracteristicilor lor energetice şi cavitaţionale. Teză de doctorat, I.P. Timişoara, 1971.

2. Bărglăzan A., Sisak E., Ciocîrlan C., Determinarea corecţiilor la măsurarea forţei de rezistenţă a profilelor în tunelul hidrodinamic MHT. Studii şi cercetări, Stiinţe tehnice, Tom.VII, 1961, 3-4, Timişoara.

3. x x x, DISA Constant Temperature Anemometer, Instruction Manual.

4. Gheorghiu M., Galeriu C.D. Studiul experimental al rezistenţei la înaintarea modelului Magnibus-02.

5. Turos G., Vehicule neconvenţionale. Litografia IPT, 1977.
Recu à la redaction le 12 mai 1982.

STUDIUL CONDITIILOR DE VENTILATIE PENTRU MODELUL MAGNIBUS-02.

Rezumat.

Lucrarea prezintă studiul experimental preliminar al ventilaţiei aerodinamice a instalaţiilor de forţă şi control ale vehiculului pe pernă magnetică, Magnibus -02, în cadrul căruia s-a urmărit determinarea vitezelor de ventilaţie şi a coefieinţilor de rezistenţă la înaintare.

Buletinul Stiinţific şi Tehnic
al
Institutului politehnic "Traian Vuia" Timişoara
Tom 28(42) MECANICA 1983

ABOUT THE ENTROPIC-INFORMATIONAL INTERPRETATION OF DR COSMA'S METHOD OF RATE OF FLOW MEASUREMENT

Bărglăzan M., Bărglăzan M.[x)]

1. Introduction

Dr. Gh.Cosma advanced, justified theoretically and tested experimetally a method of determining the rate of flow by speed measurements in different points ordered on a spiral, for a cross-sectional area in the case of a circular pipe /1/, /5/.

Other researchers added new experimental results or analysed comparatively different methods of placing speed sensors, for a more exact determination of the rate flow. Meanwhile, the theory based on the notion of informational entropy in the measurement process appeared and developed, which was underlined within such papers as /1/; /3/ and /4/.

Starting from this, the paper presents a variant of the magnitudes introduced by Dr.Cosma in characterizing the informational anisotropy of the real space measurement; at the same time, the paper offers for examplification the calculus for some real cases.

2. Theory

According to /4/, the informational entropy represents the degree of undetermination of a system.

For the case when a finite number of possible solutions are known, each of them being affected by the possibility of achievement P_i (where $P_i = 0$ - expresses the impossible event and $P_i = 1$ -the certain event) the informational entropy takes quantitatively the following aspect:

---

x) Industrial high school nr.8
1900 Timişoara-România

$$S = -\frac{1}{\ln 2} \sum_{i=1}^{n} p_i \cdot \ln p_i \qquad [\text{bit}] \qquad (1)$$

By assimilating the measuring process with a quantitative increase of the information I, with reference to the value of a physical magnitude we come to:

$$I = S_1 - S_2 \qquad (2)$$

where S_1 stays for the informational entropy before measurement and S_2 expresses the informational entropy after the measurement.

In this process the undetermination is reduced from a given interval to the limit imposed by the measuring errors.

In the same way different methods of rate of flow measurement can be comparatively analysed.

Thus the informational entropy characterizing a certain measuring method "j" will be rendered by the expression:

$$I_j = -\frac{1}{\ln 2} \sum_{i=1}^{n} p_{ji} \ln p_{ji} \qquad [\text{bit}] \qquad (3)$$

Calculating the same expression by another measuring method "r" we come to I_r and then by

$$\Delta I = I_j - I_r, \qquad [\text{bit}] \qquad (4)$$

one can draw a comparison between the accuracy of the preciseness for the two measurements.

If $\Delta I > 0$, it proves that the "r" method is better than the "j" method, and vice-versa.

3. Application

Using the above mentioned theoretical method, different placing configurations for speed sensors will be analysed for measuring the rate of flow in a circular pipe.

Unlike the interpretation of the informational entropy by dr.Cosma, we consider in the present paper that the concept of informational entropy refers to the measure at which the local velocity represents the mean velocity of its attached area (in the hypothesis of some linear deviations) and doesn't refer to the preciseness of the speed measurement of the area itself.

In what follows we compare the placing of the sensors according to the radius or spiral for determining the rate of flow.

The variable parameter is n, the number of measurement points.

According to the radius, the displacement from one point to the other will be equidistant, and according to the spiral the

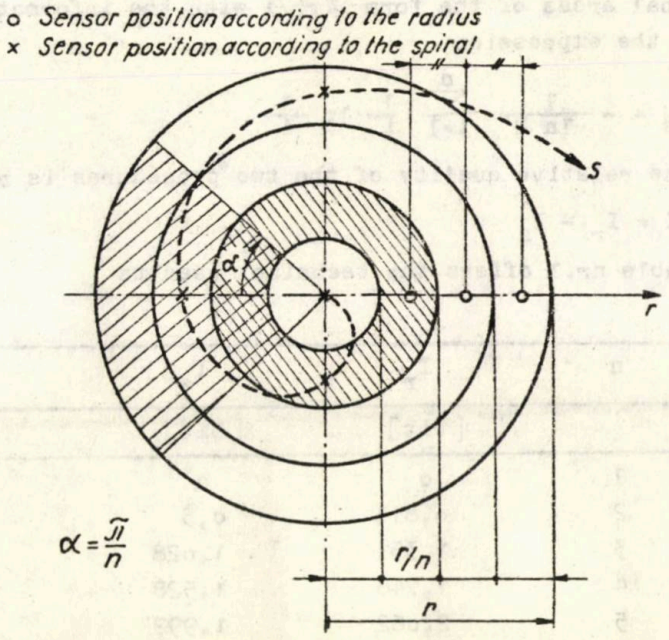


Fig. 1 Illustration of the measurement points of the velocity according to the radius (r) and spiral (S) and of the elementary areas attached to them for circular pipes.

points will be equiangular to the centre of the section and with the total angle constantly of 360° positioned in arithmetic progression radii.

A particular case is presented in fig.1.

The supplementary information is calculated, taking into consideration the probability of an accurate measurement of the rate of flow, proportional to the relative area in subordinating of the speed measurement point.

According to the radius, I_r is calculated from the area of the circular annulus of the expression:

$$\pi r^2 \left[\left(\frac{i}{n}\right)^2 - \left(\frac{i-1}{n}\right)^2 \right] = \frac{2i-1}{n^2} \pi r^2 \qquad (5)$$

The informational entropy takes the form:

$$I_r = -\frac{1}{\ln 2} \sum_{i=1}^{n} \frac{2i-1}{n^2} \ln \frac{2i-1}{n^2} \qquad (6)$$

According to the spiral, I_s is calculated from the circular sectional areas of the form $\pi r^2/i$ with the informational entropy having the expression:

$$I_s = -\frac{1}{\ln 2} \sum_{i=1}^{n} \frac{1}{i} \ln \frac{1}{i} \qquad (7)$$

The relative quality of the two procedures is rendered by:

$$\Delta I = I_r - I_s \qquad (8)$$

Table nr.1 offers the technical results

Table 1

n	I_r	I_s	ΔI
	[bit]	[bit]	[bit]
1	o	o	o
2	o,811	o,5	o,311
3	1,351	1,o28	o,323
4	1,748	1,528	o,22o
5	2,o62	1,992	o,o89
6	2,319	2,423	-o,1o3
7	2,539	2,824	-o,285
8	2,729	3,199	-o,47o
9	2,897	3,551	-o,654
1o	3,o48	3,883	-o,835

From ΔI, it follows that the measurement according to the spiral, are more precise for the interval from 2 to 5 measurement points with maximum advantage for three points of measurement.

The probability of an exact rate of flow measurement can be defined in another way as well, namely by the product of the probabilities of the element area with regard to the total area p_{r1}, with the distance between the gravity centre of the area and the measurement point related to the maximum linear dimension of the area p_{r2}.

Thus for placing the speed sensors according to the radius we have:

$p_{r1} = \frac{2i - 1}{n^2}$ şi $p_{r2} = \frac{2i - 1}{4i}$ with the informational entropy:

$$I'_r = -\frac{1}{\ln 2} \sum_{i=1}^{n} \frac{(2i - 1)^2}{4i\, n^2} \ln \frac{(2i - 1)^2}{4i\, n^2} \qquad (9)$$

For the positioning of the sensor according to the spiral the above mentioned probabilities take the form:

$$p_{s1} = \frac{1}{n} \text{ şi } p_{s2} = \frac{\left| \frac{2i-i}{2n} - \frac{2n}{3\pi} \sin \frac{\pi}{n} \right|}{\text{Max}\left\{ 2.\sin \frac{\pi}{n} , 1 \right\}} \qquad (10)$$

and the informational entropy has the expression:

$$I'_s = - \frac{1}{\ln 2} \sum_{i=1}^{n} p_{s1} \cdot p_{s2} \cdot \ln(p_{s1} \cdot p_{s2}) \qquad (11)$$

The numerical results are compared withis table 2 considering:

$$\Delta I' = I'_r - I'_s \qquad (12)$$

Table 2

n	I'_r	I'_s	$\Delta I'$
	[bit]	[bit]	[bit]
1	o,5	o,5	o
2	o,764	o,491	o,273
3	1,oo7	o,572	o,435
4	1,2o2	o,732	o,47o
5	1,362	o,947	o,415
6	1,498	1,122	o,376
7	1,614	1,151	o,463
8	1,716	1,24o	o,476
9	1,8o7	1,291	o,516
1o	1,888	1,318	o,57o

Measurements according to the spiral are indicated for any number of measurement points. The relative preciseness of the method, according to the spiral, increases when compared with the radius method, as the number of measurement points increases.

4. Conclusions

From those mentioned above we may conclude that:

1. The informational entropy under the form pointed by this paper may be regarded as a lucrative concept in the measuring proces: and it allows a quantitative characterization and the comparison bet ween different measuring methods.

In addition to Dr.Cosma's method, of measuring the rate of flow with sensors having a spiral placing, the paper justifies itself, for all cases, by the supplementary information it offers, according to

the quantitative results given in table 1 and 2.

3. The doubtable elements refer to the specification of the quantitative evaluation method of the supplementary information received in the measuring process, namely to the defining of the probabilities proper for any concrete measuring case.

4. The exposed interpretation is not dependent on the speed and area values in the calculation of the rate of flow and is a function only of the elementary area configuration and of the position of the speed measurement point in it.

BIBLIOGRAPHY

1. Cosma Gh.: Une nouvelle méthode de repartition des points des mesure des vitesses dans les jaugeages en conduit forcée circulaire. La Houille Blanche No.5/1972.

2. Kinghorn F.C., Mc.Hugh A.: An international comparision of integration techniques for travers methods in flow measurement.

3. O.B.Vlasov-Vlasiuk: Eksperimentalnîie metodî v avtomatike. Izd.Maşinostroienie, Moskva, 1969.

4. Milea A., Măsurări electrice. Ed.tehnică, Bucureşti, 1980.

5. Cosma Gh.: The spiral placement of speed measurement points u_k for flow measurements in bustle pressure pipes. Bul.IRME Bucureşti, 1977.

6. I.E.C. International code for the field acceptance tests of hydraulic turbines, Geneva, 1977.
Submitted on 15 December 1982.

CU PRIVIRE LA INTERPRETAREA ENTROPIC- INFORMATIONALA A METODEI DR.COSMA DE MASURARE A DEBITULUI

Rezumat

Lucrarea abordează, dintr-un unghi diferit de cel propus de Dr.Cosma, problema preciziei măsurătorilor de debit prin metoda explorării cîmpului de viteze. Astfel se prezintă din punct de vedere entropic-informational relaţia ce există între viteza medie şi forma geometrică a ariei elementare ataşată ei. In sprijinul celor introduse teoretic se oferă spre exemplificare unele situaţii concrete analizate şi se dau exprimate tabelar rezultatele comparative obţinute.

Buletinul Stiinţific şi Tehnic
al
Institutului politehnic "Traian Vuia" Timişoara
Tom 28(42) MECANICA 1983

BETRAGE UBER DAS KAVITATIONSVERHALTERN VON WASSERTURBINEN

Popoviciu M.O., Kuzman A.F., Ciocîrlan C.

1. Einleitung

Das Ziel des Forschungsprogramms über welches berichtet wird, war die Verfolung der Kavitationsschäden an Kaplanturbinen über einem längeren Zeitraum, zur Bestimmung des Kavitationstyps und möglicherweise einiger Schlüsse hinsichtich der Verbesserung des Kavitationsverhaltens, des Objektes dieser Studien.

Zu diesem Zweck wurden in den Reparaturperioden Einstiege in die Turbine und die Aufnahme der beschädigten Stellen mittels komplexer Messungen programmiert. Die Schäden zeigten sich hauptsächlich am Laufrad der Turbine. Bei einigen Sätzen konnte auch ein Anfressen der Kammer im Laufradbereich festigestellt werden. Spiralgehäuse und Leitrad wurden weitgehend erosionsfrei befunden. Das Saugrohr wurde keiner näheren Untersuchung unterzogen, nachdem vereinzelte Prüfungen gezeigt hatten, dass in diesem Teil der Turbine keine wichtigen Erosionsschäden auftreten. Am Laufrad waren Anfressungen sowohl an der Schaufel wie auch an der Nabe festzustellen. Im weiteren werden nur die Zerstörungen an der Rückseite der Laufradschaufeln untersucht.

In der selben Zeit wurden Versuche am Magnetostriktionsschwinger durchgeführt um die spezifischen Festigkeitswerte der zur Reparatur verwendeten Materiale zu ermitteln.

2. Die Kavitationsschäden der Laufradschaufeln

Infolge zahlreicher topografischer Aufnahmen der beschädigten Stellen, ergab sich der Schluss, dass diese in bevorzugten Bereichen auftreten. Ihre Lage in etwa, ist im Bild 1 ersichtlich.

Zone I befindet sich auf der Rückseite der Laufradschaufel, in der Gegend ihres äusseren Randes. In diesen Bereich der Schaufel befindet sich die Montagebohrung. In älteren Arbeiten, hauptsächlich sowjetischer Autoren, werden die hier auftretenden Anfres-

sungen der Gegenwart des Montagestopfens zugeschrieben. Bei den untersuchten Turbinen erscheinen die Anfressungen jedoch sowohl stromabwärts wie auch stromaufwärts des Stopfens, so dass die vorher erwähnte Kausalität zumindest für die von uns untersuchten Turbinen nicht in Frage kommt. Das Bild der angefressenen Fläche zeigt im allgemeinen spindelförmige Gestalt mit auswärts ziemlich regelmässiger, innen vollkommen unregelmässiger Kontur. Die auswärtige Abgrenzung der Anfressung verläuft im Abstande von etwa 3o...7o cm von der Schaufelperipherie. Die Schadenstelle zeigt Bereiche mit oberflächlicher, und andere Bereiche mit sehr tief gehender Kavitationserosion. In den tiefgehenden Erosionsbereichen kam es manchmal zu Löchern, deren Tiefe die Hälfte der Laufschaufeldicke überschritt. (Dazu sei gesagt dass Zonne I sich im dünnsten Bereich der Laufschaufel befindet). Zuweilen war die Überdeckung des Montagestopfens gänzlich weggespült, worauf immer der stromabwärts liegende Teil dieses Erosionsbereiches besonders tiefe Anfressungen zeigte. Desgleichen können deutliche Differenzen zwischen zwei Schaufeln festgestellt werden, die ansonsten in gleichen Bedingungen (Betriebspunkt, Betriebsdauer usw.) arbeiteten.

Zone II befindet sich ebenfalls auf der Rückseite der Laufradschaufel, jedoch in der Nähe der Eintrittskante. Ihre Kontur ist sehr unregelmässig, sie erstreckt sich etwa von der Schaufelmitte bis hin zum Aussenrand der Schaufel. Öfters verfolgt die stromaufwärts liegende Begrenzungslinie die Eintrittskante in

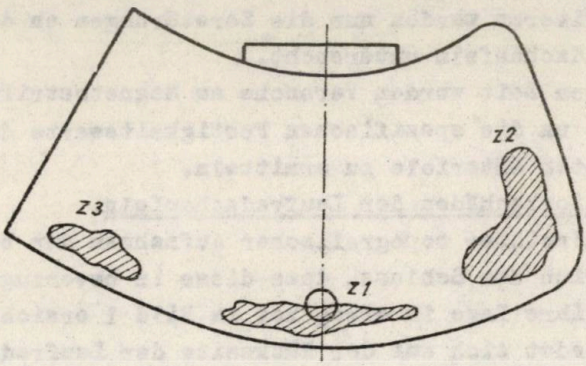


Bild 1. Die Lage der kavitationsbeschädigten Zonen der Laufradschaufel.

einem Abstand von etwa 2oo mm. Abweichend von dieser Regel, konnten Punkte dieser oberen Begrenzung der angefressenen Zone schon im Abstand von 8oo mm gemessen werden. Die auswärtige Grenze der Zone verläuft in etwa 15o mm Entfernung von der Aussenkante der Laufschaufel, (mit Schwankungen zwischen 35 mm und 56o mm). Die Ausdehnung längs der Profilsehne beträgt etwa 6oo mm (mit Schwankungen zwischen 38o und 15oo mm) während in radialer Richtung etwa 5oo mm (mit Schwenkungen zwischen 33o un 13oo mm) gemessen wurden.

In einigen Fällen wurde das bei vorherigen Reparaturen aufgetragene Schweissmaterial in ausgezeichneten Bedingungen vorgefunden, während benachbarte Regionen, mit Grundmaterial an der Oberfläche, der Kavitationserosion unterworfen waren.

In Abhängigkeit von den Betriebzuständen, bei denen die Turbine gefahren wurde, verschob sich die gesamte Zone in Richtung Eintrittskante oder Austrittskante. Die Tiefe des Lochfrasses ist gering (ziemlich selten kamen Tiefen von über 1 mm vor).

Zone III befindet sich ebenfalls auf der Rückseite der Schaufel und zwar in dem von der Austrittskante und der Aussenkante der Schaufel gebildeten Winkel. Die Kontur der Zone zeigt kein regelmässiges Bild. Der Abstand von der Austrittskante beträgt im Schnitt etwa 5oo mm. Die Zone tangiert in häufigen Fällen an die Schaufelperipherie. Ihre Fläche beträgt im Mittel 4oox4oo mm. Die Anfressungen reichen bedeutend tiefer als in Zone II - erreichen aber nur selten das Ausmass der Tiefen von Zone I. Als Mittelwert kann etwa 5-1o mm betrachtet werden.

Dem Ursprung und der Natur der Kavitation nach, lassen sich die beschriebenen Erosionsstellen folgend einteilen:

- Zone I und III werden hervorgerufen durch Spaltkavitation
- Zone II entsteht infolge von Profilkavitation.

3. <u>Laborforschungen an den der Kavitationserosion unterworfenen Werkstoffen</u>

Zur Wiederherstellung der gestörten Oberflächengeometrie der Laufschaufel wurden von den bekannten Verfahren zu Reparaturzwecken zwei näher in Betracht gezogen und deshalb von uns untersucht.

a) Anfüllung der erodierten Stellen mit Schweissauftragungen und nachheriger Oberflächenbearbeitung bis zur Wiederherstellung des Oberflächenprofils.

b) Druckluftspritzung von flüssigen Metcoloy (Leichtmetallegierung)

Um durch Kurzzeitversuche im Labor die Frage über das Kavitationsverhalten der durch Schweissauftragung wiederhergestellten Schaufelflächen zu beantworten, wurden Proben nach der in Bild 2 gezeigten Methode hergestellt, /1/.

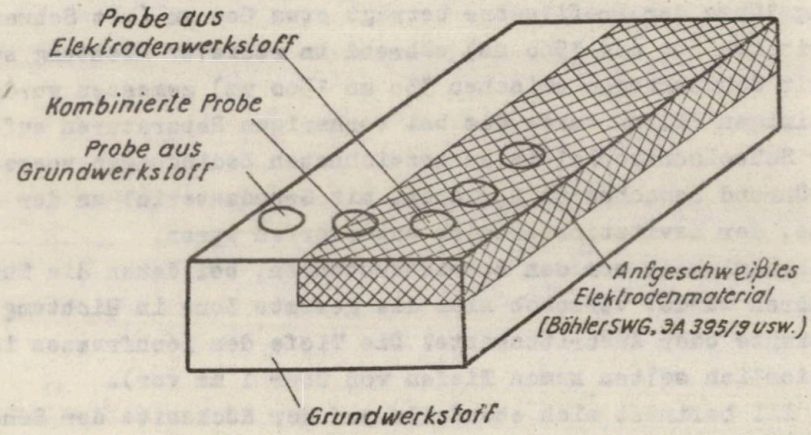


Bild 2. Herstellung und Entnahme der Werkstoffproben zur Bestimmung des Verhaltens bei der Kavitationserosion

Aus einem Stück Grundmaterial wird eine Ecke herausgehobelt. Die freie Stelle wird dann durch aufschweissen des Reparaturmaterials angefüllt und anschliessend die gesamte obere Fläche glatt gehobelt. Es können dann Stücke zur Herstellung der Werkstoffproben entnomen werden. Dieses Verfahren zur Probenherstellung ermöglicht die Entnahme von drei verschiedenen Probensorten: Grundmaterial, Reparaturmaterial, kombinierte Proben. Paralellversuche der beiden ersten am Magnetostriktiosschwinger zeigen sofort die Angleichung bzw die Unterschiede der beiden Werkstoffe hinsichtlich ihrer Festigkeit bei Kavitationserosion. Die Kombinierten Proben ergeben Schlüsse über das Verhalten der Übergangszone, obzwar die Ergebnisse nicht ohne weiteres übertragbar sind, da Natur und Intensität des Kavitationsangriffs im Labor und in der Turbine verschieden sind.

Das beschriebene Verfahren wurde zunächst dazu angewandt, um die Qualität importierter Schweisselektroden zu überprüfen. Der Test ergab ein sehr gutes Verhalten beider in Frage kommender Sorten: Böhler Fox AN-SWG und EA 395/gZT-28, zeigt aber auch die entschiedene Überlegenheit des zweiten.

Das gleiche Verfahren ermöglichte die Entwicklung inländischer Elektroden, von denen schliesslich eine Variante ausgewählt wurde, deren Qualität in Punkt Festigkeit bei Kavitationserosion selbst die Elektrode EA 395/g ZT-28 übertraf /2/.

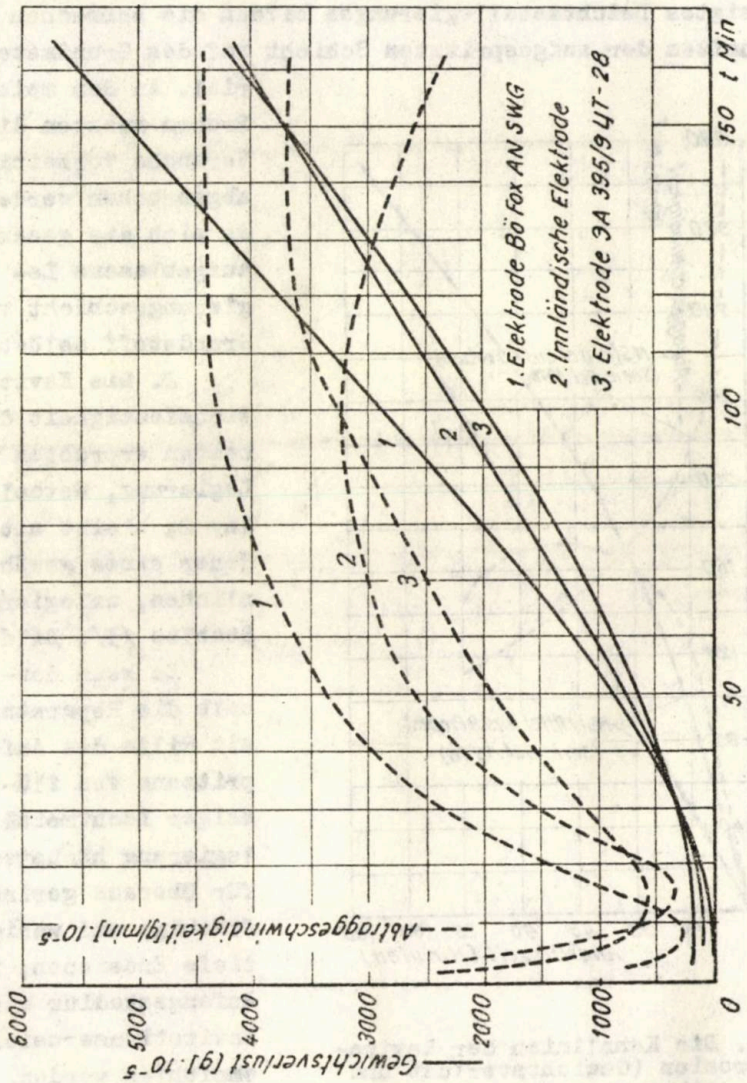


Bild 3. Die Kennlinien der Kavitationserosion (Gewichtsverlust und Abtraggeschwindigkeit) für Elektrodenwerkstoffen mit Verwendung in der Reparatur von Turbinenschaufeln.

Die fotografische Verfolgung des Kavitationsangriffs während der Versuche zeigt, dass in den meisten Fällen die Übergangszone der beiden Werkstoffe einen bevorzugten Ort späterer Zerstörungen darstellt.

Laborstudien an Proben des gleichen Grundwerkstoffs, auf den durch Druckluftspritzen (Verfahren Metcolloy) der Reihe nach mehrere sorten von Metcolloy-Legierungen aufgetragen wurden, (Metco 1, Metco 2, Metco 5) führten zu folgenden Schlüssen:

1. Das Grundproblem der Reparatur mittels Druckluftspritzen von verflüssigtem Leichtmetallegierungen bilden die schwachen Hafteigenschaften der aufgespritzten Schicht auf das Grundmaterial. An den meisten Proben mussten die Versuche vorzeitig abgebrochen werden, da sich die gesamte aufgeblasene Legierungsschicht vom Grundstoff ablöste.

2. Die Kavitationsfestigkeit der besten erprobten Legierung, Metcolloy 2, bleibt unter jener eines gewöhnlichen, unlegierten Stahles /3/, Bild 4.

Es kann deshalb die Reparatur mit Hilfe des Aufspritzens von flüssiger Lechtmetallegierung höchstens für überaus geringflächige und wenig tiefe Erosionen, im Anfangsstadium der Kavitationserosion empfohlen werden.

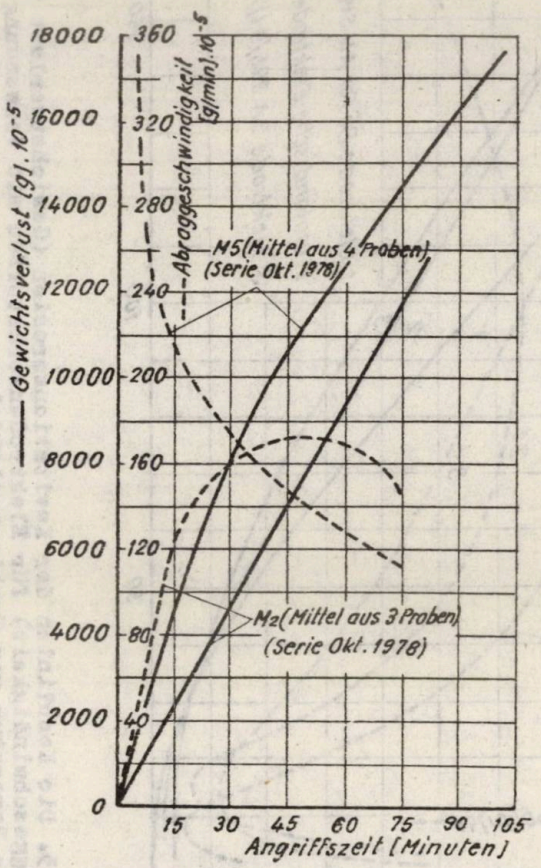


Bild 4. Die Kennlinien der Kavitationserosion (Gewichtsverlust und Abtraggeschwindigkeit zweier Metcolloy -Legierungen M 2 un M5.

4. Schlüsse

1. Bei allen geprüften Laufschaufeln erschien die aggressivste Kavitationserosion auf der Schaufelrückseite am äusseren Rand (Zone I). Die Gesamtfläche der Anfressung ist verhältnismässig klein, jedoch sind die erreichten Tiefen sehr beachtlich und betragen öfters die Hälfte der Schaufeldicke. Hervorgerufen werden diese Verschleisserscheinungen durch Spaltkavitation.

2. Die ältere Annahme nach welcher die Zerstörungen in dieser Zone von der Gegenwart des Montagestopfens hervorgerufen werden, kann nicht bestätigt werden. Jedoch führt die des öfteren von der Kavitation verursachte Ablösung und Wegspülung des Stopfens während des Betriebs zu beschleunigter Kavitationserosion.

3. Derzeitig weltweit angewendete Schutzmassnahmen zur Verminderung des Verschleisses in dieser Zone (Kontrolle der Spaltgrösse, Abrundung der Schaufelkante usw.) erweisen sich als unzureichend. Es wird deshalb in der Zukunft unerlässlich sein, die Spaltkavitation sowohl in Stromkanälen und Modellversuchsständen wie auch an industriell betriebenen Turbinen näher zu untersuchen.

4. Die an der Profilrückseite in Nähe der Eintrittskante befindliche Erosionsfläche (Zone II) lässt sich von der Profilkavitation ableiten. Ihre Ausdehnung ist gross, jedoch gehen die Erosionen nicht in die Tiefe. Die Lage dieser Zone ist weitgehend von den Betribszuständen abhängig, bei denen die Turbine gefahren wurde. Für grosse Schaufelöffnungen gleitet die Fläche stromabwärts und entfernt sich von der Eintrittskante.

5. Die im Forschungslabor für hydraulische Maschinen durchgeführten Studien zeigten die Festigkeit sowohl des Grundmaterials wie auch verschiedener Reparaturwekstoffe, bei der Kavitationserosion.

Auf dieser Grundlage konnte zuerst eine Auswahl zwischen importierten Elektroden getroffen, und anschliessend inländische Elektroden entwickelt werden, die gleichwertig mit den importierten sind. Hinsichtlich der Reparatur mittels Metallisierung mit Metallegierungen, wurden sämtiche Metcolloy-Legierungen als sehr schwach haftend und wenig kavitationsfest befunden.

6. Der ungleiche Verschleiss verschiedener Laufschaufeln ist grösstenteils auf Werkstoffeigenschaften zurückzuführen. Selbst bei der gleichen Stahlmarke konnten erhebliche Abweichungen in der Kavitationsfestigkeit bei verschiedenen Chargen fes-

gestellt werden. Daraus ergeben sich folgende Massnahmen als notendig:

- Bei der Ausführung der Laufschaufel: Strenhe Einhaltung des Strahlrezeptes und möglichst homogene Verteillung der Veredelungskomponenten:

- Im Betrieb der Turbinen: Beste Elektrodensorten, aufgetragen von höchstqualifizierten Schweissern, sollen hauptsächlich zur Reparatur von Zone I eingesetzt werden. Die Schweisstechnologie (Trocknung der Elektroden, Aufeinenderfolge der geschweissten Schichten, Stromstärkte) muss genauestens eingehalten werden. Abweichungen um schnellere, produktivere Metallablagen zu erreichen werden unweigerlich mit Verkürzung der Betriebszeit bis zur nächsten Reparatur bezahlt.

SCHRIFTUM

1. Sisak E., Kuzman A.F., Potencz I.: "Die kavitationsfestigkeit von Oberflächen mit Schweissreparaturen", Volumul Conferinţei Hydro-Turbo, lucrarea C-13, Bratislava, 1976.

2. Sisak E., Potencz I., Kuzman A.F., Dedu St.: "Caracteristicile de eroziune cavitaţională a suprafeţelor recondiţionate prin sudare cu electrozi indigeni, ISIM - şarjele experimentale" Volumul "Metode moderne în concepţia şi realizarea hidroagregatelor" ICPEH Reşiţa, 1978, pg.165-168.

3. Kuzman A.F., Sisak E., Potencz I., Simedru A.: "Caracteristicile de eroziune cavitaţională ale suprafeţelor recondiţionate prin metalizare cu procedeul METCO" Comunicare la cea de-a IV-a sesiune de comunicări tehnico-ştiinţifice, ICPEH Reşiţa.

Am 31 Januar 1983 in der Redaktion erhalten.

CONTRIBUTII PRIVIND COMPORTAREA CAVITATIONALA A TURBINELOR HIDRAULICE

Rezumat

In lucrare se descriu eroziunile cavitaţionale constatate în timpul exploatării unor turbine Kaplan, şi se încearcă explicarea localizării regulate constatate. De asemenea se relatează asupra unor încercări privind alegerea materialelor şi tehnologiei optime de reparare a eroziunilor. Metodologia propusă a condus la dezvoltarea unui sortiment optim de electrozi indigeni. Încercările de laborator au fundamentat experimental respingerea metodei de reparare a eroziunilor prin metalizare.

Buletinul Stiinţific şi Tehnic
al
Institutului politehnic "Traian Vuia" Timişoara
Tom 28(42) MECANICA 1983

THEORETICAL AND EXPERIMENTAL STUDIES CONCERNING THE INCREMENT OF EFFICIENCY OF THE HEATING REVERSAL FLAME FURNACE (WITH PERFORATE) MASONRY

Mânea I.[x], Makasay E.[x]

This paper is concerned with temperature distribution in half-finished metallic materials heated in reversal flame furnaces with classical and perforated masonry lining.

In the departments of processing through plastic deformation and heat treatments in metallurgical industry, half-finished metallic materials of different shapes and dimensions must be heated up to the temperature of plastic deformation or to the temperature required by some heat treatment.

This heating must be performed as rapidly as possible with minimum fuel consumption without changing the internal structure and the physical an mechanical properties of the half-finished materials.

In the 0-500°C temperature range, the heating rate of the half-finished steel materials is limited by the maximum admissible value of the thermal stress. High-alloy steels are excepted but they do not constitute the bulk of the half-finished steel materials output. Over 500°C the value of the thermal stress due to differences in temperature in the mass of the half-finished material does not cause craks to appear in the material.

Experiments have been performed on OTC 45.100.100.290 mm parallelepiped-shaped steel samples.

The furnace, shown in Fig.1, is of the reversed flame type, having a burner with premixing of the natural gas and combustion air. The air supply to the burner and the exhaustion of the burned gases are forced. The work space of the furnace is of 500.500.600mm

x) Engineering Institute of Hunedoara
K.Marx Street, 5, 2700 Hunedoara, România

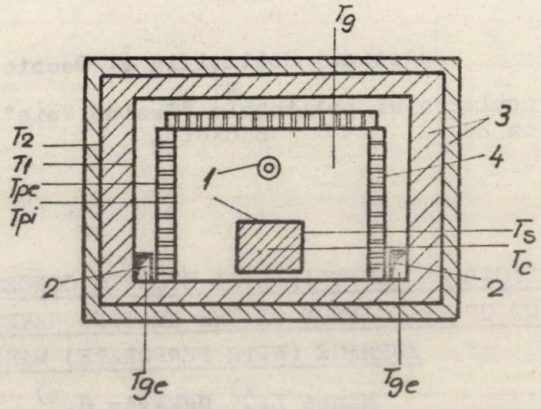


Figure 1. Cross section of the furnace

1 gas burner,
2 burning flue,
3 normal masonry,
4 perforated masonry,
T_s, T_c the temperature of the sample on the surface, respectively centre,
T_1, T_2 the temperature of the normal masonry,
T_{pi}, T_{pe} the temperature of the perforated masonry,
T_g the temperature of the combustion gases,
T_{ge} the temperature of the exhaust gases.

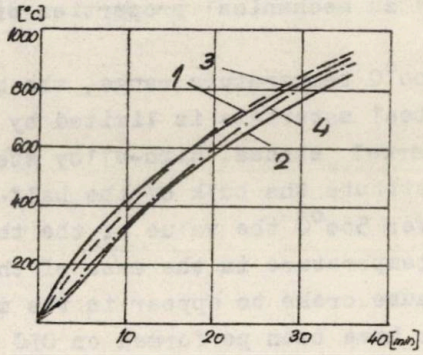


Figure 2. Diagram of the temperatures of the sample heated in the furnace with perforated masonry lining

1 the measured temperature on the surface °C
2 the measured temperature in the centre °C
3 the calculated temperature on the surface °C
4 the calculated temperature in the centre °C

having a RCA 73 type brickwork with diotomite and abbestos plate insulation. In the case of perforated masonry, the normal dimension brick has been conceived with 264 orifices with 4 mm diameter.

The measuring of the temperatures in different points of the furnace brickwork and of the sample was performed with 28 thermoelements Cr-Al, the values being recorded on diagrams. The temperature of the burnt gases was considered as being the average of 4 values measured in the characteristic points of the work space.

The measured values of the sample temperatures ware recorded by I.E.A. apparatus. As an illustration the temperature values on the axis and on the side surface of the sample are shown in Fig.2.

Having no connection with the experimental researches, theoretical studies have been performed on the distribution of the temperature fields in the sample.

For this purpose the sample was considered to be a long infinite parallelepiped. The temperature distribution in the sample is given, using the established notations, by the thermal conductivity equation [1] ,

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a\left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} \right) \qquad (1)$$

with the initial condition

$$t(x, y; o) = t_o (-18^oC) \qquad (2)$$

and the limit conditions

$$t(x,y; \quad)_c = t_g \qquad (3)$$

The heating time was divided into 3 steps in which the magnitudes characteristic of the heating process were given the values according to [2] , [3] .

For solving this thermal problem the method of the finite differences was employed [4] , [5].

The calculations were performed on a Felix C 512 computer. The program that was used is shown in Table 1.

The theoretical results are also shown in Figure 2.

Comparing the results obtained both theoretically and practically, we have come to the conclusion that the difference can

be considered as being unsignificant.

Table 1

The programme used

```
      DIMENSION A(2o,2o),B(2o,2o)
      REAL M
      INTEGER TS,T,T1,DX,DY,DT,TO,TMAX
      READ(1o5,1o)M,EX,EY,EP,TGY1,TGY2,LX,LY,DX,DY,TGX1,TGX2
   1o FORMAT (4F6,3,8I4)
      READ(1o5,2o)TMAX,TO,DT.TOS
   2o FORMAT(I6,3I4)
      NX=LX/DX+1
      DY=LY/DY+1
      N=NX+NY
      T=o
      T1=o
      T2=o
      DO 3o I=1,NX
      DO 4o J=L,NY
   4o B(I,J)=TO
   3o CONTINUE
      WRITE(1o8,15o)
  15o FORMAT('1',5X,'DATELE INITIALE'/4X,16(1H))
      WRITE(1o8,16o)LX,DX,LY,DY,DT,M,EX,EY,EP,TGX1
  16o FORMAT('0',5X,'LX:',I4,'DX:',I4,5X,'LY:',I4'DY:',I4,3X,'DTAU:'
      1,I3/5X,'M:',F5.2,'NX:',F5.3,' NY: ',F5.3,' NYP:',F5.3,' TGAZ
      2:',F7.2)
      CALL SCRIE(o,B,NX,NY)
   35 A(1,1=B(1,1) (1-(4+2 EX+2 EY)/H)-2 (B(2,1)-B(1,2))/M+2
      (EX TGX1 5+EY TG1)/M
      M2=NX-1
      DO 50 I=2,M2
   5o A(I,J)=B(I,1) (1-(2,EY+4)/M)+(B(I-1,1)+B(I+1,1)+2 B(I,2))/M+2
    6 EY TGY1/N
      A(NX,1)=B(NX,1)  (1-(4+2 EX+2 EY)/H)+2(B(NX-1,1)+B(NX,2))/N+2
    7 (EX'7EX TGX2+EY TG1)/M
      N2=NY-1
      DO 6oJ=2,N2
      A(1,J)=B(1,J) (1-(2EX+4)/M)+(B(1,J-1)+B(1,J+1)+2 B(2,J)+2 EX
    8 TGX1)/M
      DO 7o I=2,N1
```

```
 7o A(I,J)=(B(I,J+1)+B(I+1,J)+B(I,J-1)+B(I-1,J))/M+(1-4/M) B(I,J)
 6o A(NX,J)=(1-(2 EX+4)/M B(NX,J)+(B(NX,J-1)+B(NX,J+1)+2 B(NX-
   -1,J))M+2 EX TGX2/M
   A(1,NY)=B(1,NY) (1-(4+2 EX+2 EY)/M)+2 (B(2,NY)+B(1,NY-1))/M+
   +2 (EX TGX1+EP TGY2)/M
   DO 8o I=2.M1
 8o A(I,NY)=(1-(2 EP+4)/M B(I,NY)+(B(I-1,NY)+B(I+1,NY+2 B(I,NY-1))
   /M+2 EP TG2/M
   A(NX,NY)=B(NX,NY) (1-(4+2 EX+2 EP)/M)+2(B(NX-1,NY)+B(NX,NY-1))
   /M+2 (EX TGX2+EP TGY2)/M
                                        TEST    09/11/81  18.15.12
   IF(T.GE.TMAX) GO TO 1oo
   IF(T',NE,T8) GO 11o
   READ(1o5,115)M,EX,EY,EP,DT,TGY1,TGY2,TGX1,TGX2
115 FORMAT(4F6,3.5I4)
   WRITE(1o8,151)
151 FORMAT('1',5X,'DATELE INITIALE'/4X,16(1H))
   WRITE(1o8,161)LX,DX,LY,DY,DT,M,EX,EY,EP,TGX1
161 FORMAT('0',5X,'LX:',I4,'DX:',I4,5X,'LY:'I4,'DY:',I4,3X'DTAU:',
   1I3/5X,'M ',F5,2;' NX:',F5,3,'NY'F5.3,'NYP:',F5,3,' TGAZ:',F
   27.2)
   CALL SCRIE(T,A,NX,NY)
   T1=0
   T2=0
11o IF(T2,NE,3oo) GO TO 12o
   CALL SCRIE(T,A,NX,NY)
   T2=0
12o T=T+DT
   T1=T1+DT
   T2=T2+DT
   DO 9o I=1,NX
   DO 95 J=1,NY
 95 B(I,J)=A(I,J)
 9o CONTINUE
   GO TO 35
1oo CALL SCRIE(T,A,NX,NY)
   STOP
   END
   SUBROUTINE SCRIE(T,A,NX,NY)
```

```
      DIMENSION A(2o,2o)
      INTEGER T
      WRITE(1o8,1o)T
   1o FORMAT(//5X,'MATRICEA TEMPERATURILOR LA T =',17/5X,4o(1H ))
      WRITE(1o8,25)((A(I,NY-J+1).I=1,NX),J=1,NY)
   25 FORMAT('0',5F1o.3)
      RETURN
      END
```

In conclusion, the present considerations can constitute a starting point for further theoretical studies on the determination of the temperature distribution in industrial ingots, where experiments are practically impossible.

REFERENCES

[1]. Brădeanu P.: Mecanica fluidelor, Ed.Tehnică, Bucureşti, 1973.

[2]. Raznjevic K.- Termodinamicke tablice i dijagrami, Zagreb, 1975.

[3]. Taiţ N.I.: Tehnologia încălzirii oţelului, I.D.T. Bucureşti, trad.din l.rusă

[4]. Popa B., Vintilă C.: Transfer de căldură în procesele industriale, Ed.Dacia, Cluj-Napoca, 1975.

[5]. Roşculeţ M., Balea S., Moldoveanu S.: Programarea şi utilizarea maşinilor de calcul şi elemente de calcul numeric şi informatică, Ed.did.şi ped.Bucureşti, 198o

Submitted on 15 December 1981.

STUDII TEORETICE SI EXPERIMENTALE PRIVIND CRESTEREA RANDAMENTULUI CUPTOARELOR DE INCALZIRE CU FLACARA INTOARSA UTILIZIND ZIDARIE PERMEABILA

Rezumat

Lucrarea îşi propune determinarea pe cale teoretică, utilizînd metoda diferenţelor finite şi experimentală a distribuţiei temperaturii pe secţiunea transversală a unor probe paralelipipedice din oţel OLC 45 în cuptorul cu flacără întoarsă.

Buletinul Stiinţific şi Tehnic
al
Institutului politehnic "Traian Vuia" Timişoara
Tom 28(42) MECANICA 1983

USURE, ENDURANCE ET COEFFICIENT DE POLARITE A L'USINAGE DIMENSIONNEL PAR EROSION ELECTRIQUE

Popa H., Achimescu N.

1. Introduction

Malgré les progrès de la fabrication d'outillages et des technologies d'usinage par érosion électrique, l'incovénient majeur de la méthode reste le taux relativement élevé d'usure des électrodes ainsi que le prix assez grand de celles-ci 5o-6o% du montant de l'usinage dimensionnel avec reproduction des formes. L'étude de l'usure et la détermination par calcul des erreurs d'usinage dues à l'usure de l'électrode de transfert, ET, constituent des problèmes auxquels, pour le moment, on n'a pas trouvé de solutions convenables dans la pratique de l'élaboration de projets.

L'étude de l'usure de l'électrode ET au cours de l'usinage par électro-érosion, en tant que processus engeandrant la surface de l'électrode, ne saurait faire abstraction de la hiérarchie des espaces de travail mis en jeu par les opérations d'usinage dimensionnel avec enlèvement de matière sur la pièce à usiner PU [1] :

1) l'espace de travail EdT, sous-système technologique, ayant la fonction d'effectuer directement les processus physico-chimiques qui mènent à l'enlèvement de matière sur la PU, conformément à la méthode mise en place pour engendrer la surface réele de la pièce, respectivement l'usure du corps de transfert CT;

2) l'espace de travail élémentaire EdTE, correspondant à un élément à surface géométrique du CT, et élément macroscopique de l'EdT, utile dans les études portant sur l'engendrement de la surface ; l'EdT a donc une fonction théoretique, dont l'identification a toujours lieu en corrélation avec les caractéristiques de l'espace de travail EdT;

3) l'espace de travail microscopique EdTM, une surface à dimensions plus faibles, ou ont lieu, singulièrement, les processus

physico-chimiques déterminant le prélèvement de matière lors d'une décharge singulière pénétrant le liquide diélectrique LL à l'usinage par électroérosion).

Au cours du processus d'engendrement de la surface réele, l'EdTM traverse l'EdTE, et, les espaces de travail élémentaires engendrent, soit parallèlement (tout comme au cours de l'usinage par reproduction des formes -qu'il s'agisse de la méthode par moulage ou de celle par érosion électro-chimique, etc.) soit parallèlement-successivement, soit successivement (dans les cas restants) la forme, les dimensions, la position réciproque, la qualité des surfaces réelles de la PU et du CT.

2. Définition des notions

Avant de soumettre à l'analyse les grandeurs caractérisant au niveau macroscopique le processus d'usure et l'usure elle-même, il importe d'établir la différence entre les notions d'usure de l'usure de l'électrode et d'endurance (stabilité) à l'érosion électrique d'un matériau conducteur, la seconde dans les conditions de l'EdTE (combinaison de matériau ET-PU-LL, ce qui implique la prise en considération de la polarité de la connexion de l'ET et de la PU au générateur d'impulsions GI, la forme et les caractéristiques des impulsions de courant, la grosseur de l'interstice actif, la vitesse du liquide diélectrique LL dans l'interstice, etc.).

L'usure de l'électrode a lieu à la suite du processus d'usure (prélèvement de matière sur l'ET et formation de pellicules protectrices sur l'ET) et peut être définie par la modification de la forme et la réduction différenciée des dimensions de la partie active de l'électrode ET au cours du processus d'usinage de la pièce à usiner PU. En fait l'usure de l'ET est l'une des conséquences des connexions d'interaction et de transformation possibles dans l'espace de travail. En certaines conditions [2, 3, 4, 5] les mêmes catégories de connexions aboutissent soit à usure nulle soit à des formations de pellicules sur l'ET (modification de la forme, augmentation différenciée des dimensions de la partie active de l'électrode au cours du processus d'usinage de la PU).

Si l'usure est essentiellement déterminée aussi par des facteurs géométriques [6, 7] dont la présence rend plus ou moins difficile l'évacuation des résidus solides R_{sol} de l'interstice, l'endurance (stabilité) à l'érosion électrique d'un matériau conducteur exprime le comportement au niveau macroscopique de ce dernier, indépendamment des facteurs géométriques de l'usinage ET-PU. Etant

amené à caractériser, dans des conditions données, les processus de séparation (prélèvement) à partir de l'ET, de pyrolyse du LL et celui de formation de charges (pellicules) sur l'ET, l'endurance rance à l'érosion électrique du matériau ET doit donc être déterminée en l'absence de l'influence de l'évacuation des résidus R_{sol} engendrée par la géométrie de l'interstice, en présence d'électrodes ET-PU à surfaces actives planes et en l'absence des décharges de fragmentation et de dispersion des résidus N_{pm}, respectivement des décharges fictives par gaz N_{fg}:

$$N_{pm} = N_{fg} = 0 \qquad (1)$$

En ce cas les décharges d'usinage proprement-dites N_{pp} vont être distribuées de manière aléatoire dans l'interstice.

Si les conditions de formation de pellicules protectrices à la surface de l'ET ne sont pas remplies, on a affaire à un cas à part d'endurance pour lequel, afin d'établir la différence on propose le terme de <u>résistance à l'érosion électrique du matériau conducteur</u>.

En menant plus loin l'analyse du comportement des matériaux conducteurs au cours du processus d'érosion électrique il est à remarquer que la <u>polarité de la connexion</u> de l'ET et de la PU au générateur d'impulsions GI aboutit toujours, y compris pour les matériaux identiques de l'ET et de la PU, à érosion (prélèvement) plus accusée à l'une des électrodes [2, 8]. Il est évident que ce phénomène apparaît aussi au cas où l'électrode présente à la surface active une pellicule à la suite des processus engendrés dans l'espace de travail EdT, le prélèvement de matériau à partir de l'ET au cours de l'essai ayant lieu d'abord à partir de la pellicule formée précédemment, l'effet de polarité étant différent de ce qui se présente au cas du matériau conducteur de base de l'ET. Donc, pour <u>déterminer l'effet de polarité</u>, pour mettre en évidence exclusivement le comportement aux processus de séparation (prélèvement) par érosion électrique du couple des matériaux mis à l'essai il est nécessaire d'écarter la possibilité de faire prélever du matériau provenant de deux couches (pellicule et de base), ce qui veut dire qu'il faut éliminer de l'EdT les processus de formation de pellicules sur l'ET et la PU. En fait, l'effet de polarité à l'érosion électrique, tout en exprimant la répartition de l'énergie d'effet E, entre les électrodes, est déterminé par un grand nombre de facteurs: la polarité de la connexion au générateur d'implusions, les caractéristiques physico-chimiques des matériaux

des électrodes, les caractéristique physico- chimiques du milieu de travail liquide diélectrique, la grosseur de l'interstice entre les électrodes, la forme et les caractéristiques des impulsions de tension et de courant, la géométrie du canal de décharge [2, 8, 9, 1o, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 2o, 21, 22]. Certaines recherches [13, 17, 23] ont démontré l'importance décisive pour l'effet de polarité du rapport entre les potentiels d'ionisation des matériaux des deux électrodes, respectivement celle du rapport entre le nombre d'électrons et d'ions pendant la décharge en impulsion à caractéristiques données.

A la suite des recherches menées [1] on peut conclure (tableau 1):

Tableau 1

Caractérisation du comportement à l'érosion électrique de la partie active de l'électrode de transfert, caractérisation d'un couple de matériaux conducteurs, en milieu liquide diélectrique.

Nr. crt.	Conséquence (effet) ou grandeur	Caractéristiques de la décharge électrique	
		type de décharge dans l'interstice ET-PU	mode d'actionnement
1.	usure de l'électrode de transfert	tous les types: N_{pp}, N_{pm}, N_{fg} -possibles	en masse
2.	endurance (stabilité) à l'érosion électrique d'un matériau conducteur	exclusivement des décharges N_{pp} aboutissant à la séparation	
3.	résistance à l'érosion électrique d'un matériau conducteur.	exclusivement des décharges N_{pp} aboutissant à la séparation	
4.	coefficient de polarité pour un couple de matériaux donnés	exclusivement des décharges N_{pp} aboutissant à la séparation élémentaire	singulier

a) L'usure de l'électrode est une conséquence des processus d'usure de l'ET ayant lieu dans tout l'espace de travail EdT, c'est-à-dire une conséquence de tous les processus de séparation-formation de pellicules de l'ET de fragmentation et d'évacuation des résidus solides R_{sol}. L'usure peut être exprimée par diverses grandeurs (variables) de sortie technologiques, globales ou locales [1].

b) L'endurance (stabilité) à l'érosion électrique d'un matériau conducteur est une caractéristique, une conséquence des processus de l'espace de travail élémentaire EdTE, c'est-à-dire exclusivement des processus de séparation-formation de pellicules de l'ET et de ceux d'évacuation sans fragmentation du R_{sol}.

c) La résistance à l'érosion électrique d'un matériau conducteur est un cas particulier de l'endurance électro-érosive quand dans l'EdTE ont lieu exclusivement des processus de séparation de l'ET (les conditions de formation de pellicules protectrices ne sont pas remplies).

d) Le coefficient de polarité est une caractéristique exclusive des processus de séparation (prélèvement) ayant lieu dans les espaces EdTM (correspondant aux décharges singulières); les processus de formation de pellicules et ceux de fragmentation des résidus solides sont exclus. Le coefficient de polarité peut être considéré comme une variable intermédiaire pour les processus de l'EdTE et l'EdT. Evidemment, en vertu des appartenances EdT $\{$EdTE $\{$ EdTM$\}\}$, l'effet de polarité pour un certain couple de matériaux, soumis à l'érosion électrique, en conditions données, est, partiellement à l'origine tant de la résistance à l'érosion électrique, de l'endurance (stabilité) à l'érosion électrique que de l'usure de l'électrode de transfert.

3. Détermination de l'endurance (stabilité) et du coefficient de polarité

L'usure, l'endurance à l'érosion électrique et la résistance à l'érosion électrique peuvent être exprimées globalement par le rapport qui s'établit entre les réductions de volume des électrode soumises à l'usinage ou à l'essai.

L'endurance (stabilité) à l'érosion électrique d'un matériau conducteur (ET) s'exprime [24] par la relation:

$$\Psi_o = \frac{V_{po}}{V_{Eo}} = \frac{1}{\gamma_o} \qquad (2)$$

où: V_p[mm^3] - le volume du matériau prélevé de la pièce à usiner PU; V_E [mm^3] - volume de l'usure de l'électrode ET; o -indice marquant l'accomplissement des conditions afin que l'égalité (1) se réalise pour les électrodes PU-ET à surface actives planes.

L'inégalité ci-dessous se réalise toujours:

$$V_E < V_P \qquad (3)$$

ce qui, fonction de l'effet de polarité, exige la connexion de l'ET

soit en cathode (polarité directe), soit en anode (polarité inverse). Pour toute détermination de l'endurance electro-érosive on précise en détail les conditions et les paramètres lesquels ont présidé à l'essai.

Le coefficient de polarité est défini pour un couple de matériaux conducteurs [8] :

$$C_p = \frac{\gamma_{o-}}{\gamma_{o+}} = \frac{V_{Eo-}}{V_{Po+}} \cdot \frac{V_{Po-}}{V_{Eo+}} \qquad (4)$$

où γ_o - l'usure relative du volume de l'électrode à polarité directe, si l'égalité (1) est remplie et s'il y a absence de formation de pellicules protectrices sur l'ET; γ_{o+} - l'usure relative du volume de l'électrode à polarité inverse, dans les conditions ci-dessus. Si $C_p \ll 1$ c'est la polarité directe qui est optimale; si $C_p \gg 1$ c'est la polarité inverse qui l'est. C_p, quoique déterminé par des processus microscopiques ayant lieu dans l'espace de travail microscopique EdTM d'une décharge singulière, en fait est déterminé par des essais de durée, donc par l'addition des effets des décharges singulières dans les conditions dont on a fait mention. Conformément à ce qu'il y a dans le tableau 1, il importerait que la détermination de C_p soit faite par des essais aux décharges singulières.

Les conditions de basè de l'essai à l'endurance (stabilité) électro-érosive qu'il faut avoir en vue à l'élaboration d'un standard de ce domaine sont [1] : la densité de courant dans l'interstice ET-PU j_{med} = o,5 ... 15 [A/cm^2] ; l'aire de la surface active de l'électrode sur un plan perpendiculaire à la direction du mouvement d'avancement automatique A_{tE} = 5o... 15o [mm^2]; la pression de refoulement du liquide de travail dans l'interstice P_{LI} = o,o5...o,3 [bars]; la durée de l'essai t_e = 5...15 [min] , mise en corrélation avec le temps de travail électrique.

A la différence de l'endurance (stabilité) électro-érosive, l'usure de l'électrode est déterminée dans les conditions concrètes et complexes de l'usinage dimensionnel électro-érosif au moment où dans l'espace de travail coexistent tous les types de décharges électriques (tableau 1), comme une conséquence directe de l'influence des facteurs géométriques de l'interstice: des tracés longs d'évacuation, des rayons à courbure faible, des grosseurs δ faibles de l'interstice ET-PU.

BIBLIOGRAPHIE

1. Popa H.: Influenţa metodelor de execuţie a electrozilor asupra caracteristicilor tehnico-economice ale prelucrării prin eroziune electrică cu copierea formei, teză de doctorat,

Institutul politehnic "Traian Vuia" Timişoara, 1980.

2. Livşiţ A.L. ş.a.: Elektroimpulisnaia abrabotka metallov, Moskva, Maşinostroenie, 1967.

3. Livşiţ A.L.: Fiziceskaia modeli proţessa obiomnoi electroeroziounoi obrabotki; în Stanki i instrument, nr.9, 1977 p.4-8.

4. Saito N.ş.a.: Mitsubishi Electrical Machine Tool, în Bull. of the Japan Soc.of Elec.-Mach. Engineers, nr.1, 1968, p. 42-52.

5. Wilson C.: Analysis of EDM Performance and Tool Wear in the Copper-Steel System, în Technical Paper Society of Manufacturing Engineers, 1970, p.1-32.

6. Achimescu N., Popa H.: Influenţa factorilor geometrici asupra uzării electrodului la prelucrarea electroerozivă cu copierea formei, în Buletinul ştiinţific şi tehnic al IPT, seria mecanică, tom 17(31), fascicola 2, Timişoara, 1972, p.221-228.

7. Popa H.ş.a.: Model pentru procesul de uzare a electrodului la prelucrarea prin eroziune electrică cu copierea formei, în Buletinul ştiinţific şi tehnic al IPTVT, seria mecanică, tom 26(40), fascicola 2, Timişoara 1981, pg.81-87.

8. Popilov L.I.: Spravocinik po elektriceskim i ulitrazvukovîh metodam obrabotki materialov, Leningrad, Maşinostroenie, 1971.

9. Belkin G.S.: Vliianiie teplofiziceskih svoistv materiala kontaktov na velicinu elektriceskoi erozii, în Elektricestvo, nr.2, 1970, p.56-58.

10. Kovalenko V.S.: Elektrofiziceskie i elektrohimiceskie metodî obrabotki materialov, Kiev, Izd. Vişcia şkola, 1975.

11. König W.ş.a.: Material removal and energy distribution in electrical discharge machining, în CIRP, nr.1, 1975, p.95--100.

12. Kucin V.D.: Ob opredelenii elektroerozionnoi ustoicivosti tvi tviordîh tel, în Elektronnaia obrabotka materialov, nr.4, 1969, p.16-18.

13. Kurr R.ş.a.: Die Auswirkung der Energieverteilung auf Abr Abtrag und Verschleiss bei der Funkenerosiven Bearbeitung, in Industrie-Anzeiger, nr.31, 1972, p.692-693.

14. Namatevs A.A.: Nekatorîe ossobennosti poliarnovo effekta elektriceskoi erozii pri povtoriaşcihsia razriadah, în Elektronnaia obrabotka materialov, nr.1, 1967, p.25-30.

15. Nekraşevici I.G., Bakuto I.A.: K voprosu o zavisimosti elektroerozionnovo effekta ot dlinî razriadnovo promejutka, în Jurnal tehniceskoi fiziki, nr.5, 1962.

16. Obaciu Gh.:Contribuţii la studiul distribuţiei energiei impulsului la prelucrarea electroerozivă, în Tehnologii necon-

venţionale în prelucrarea metalelor, Materialele CNTN, Timişoara, 1971, p.171-185.

17. Pahlitsch W., ş.a.: Efectul de polaritate la eroziunea prin scîntei, în CIRP, nr.3, 1968, p.243-248.

18. Peciure N.S., ş.a.: Vliianie sostava mejelektrodnoi sredî na erozii elektrodov pri vozdeistvii edinicinîh razriadov, în Elektronnaia obrabotka materialov, nr.6, 1969, p.33-37.

19. Polanski Z.: Elektroiskrove drazenie metali erodami kompensacyjnymi, Warszawa, Widawniktwe Naukwo-Tecniczne, 1965.

2o. Samsonov G.V., Muha I.M.: Zakonomarnosti opredeliaiuşcie iznos katoda pri elektroiskrovoi obrabotke metalov, în Elektronnaia obrabotka materialov, nr.1, 1968, p.17-24.

21. Staviţkii B.I., Bezruk A.I.: Vliianie velicinî mejelektrodnovo promojutka na effekt erozii i raspredelenie energhii mejdu anodom i katodom, în Elektronnaia obrabotka materialov, nr.5, 1969, p.7-14.

22. Vorobiev A.A.:Fiziceskie osnovî ustoicivosti, obrabatîvaemosti i iznosa materialov pri elektriceskoi erozii, în Elektronnaia obrabotka materialov, nr.2, 1969, p.14-17.

23. Iaşin P.S.: Vliianiie materialov elektrodov na poliarnosti, în Tehnol. elektr. metodov obrabotki, 1974, p.69-7o.

24. Zlobin G.P.: K metodike opredeleniia eroziionnoi stoikosti, în Elektronnaia obrabotka materialov, nr.1, 1971, p.2-11.
Le présent ouvrage a été recu à la rédaction le 5 mai 1982.

UZURA, DURABILITATEA SI COEFICIENTUL DE POLARITATE LA PRELUCRAREA DIMENSIONALA PRIN EROZIUNE ELECTRICA

Rezumat

Pe baza ierarhiei spaţiilor de lucru ale sistemului tehnologic şi a tipurilor de descărcări electrice se definesc distinct noţiunile de uzură, durabilitate la eroziune electrică, rezistenţă la eroziune electrică, coeficient de polaritate. Se definesc condiţiile pentru încercarea la durabilitate electroerozivă. Se propune ca determinarea coeficientului de polaritate să se facă prin încercări la descărcări singulare.

Buletinul Stiinţific şi Tehnic
al
Institutului politehnic "Traian Vuia" Timişoara
Tom 28(42) MECANICA 1983

LA RIGIDITE DES EQUIPEMENTS TECHNOLOGIQUES AU TAILLAGE DES ENGRENAGES PAR LA FRAISE-MERE

Dodon E., Buliga N., Ogrean A.

Les équipements technologiques de la machine à tailler les engrenages par la fraise-mère sont représentés par la broche porte-pièce et par la broche porte-outil. Dès le debut il faut mentionner qu'en général la rigidité de ces équipements étant plus faible que celle des autres sous-ensembles de la machine, c'est elle qui limite les possibilités de chargement de la machine pendant le processus d'usinage. Le but de cet ouvrage est d'établir les relations de calcul pour les déformations des équipements technologiques ce qui permet une facile évaluation de leur rigidité.

1. Broche porte-pièce.

Le schéma de chargement de la broche porte-pièce est présenté dans la figure 1, où F_{ap}, F_{rp} et F_{tp} représentent les composants axial, radial et tangentiel de l'effort de coupe qui agisse sur la pièce. Etant donnée la fixation de la broche sur la machine (dans un alésage conique en bas et avec une pointe fixe en haut), elle peut être considérée comme une poutre encastrée en bas et simplement appuyée em haut.

1.1. Le calcul des déformations dans le plan YOZ.

Le système de calcul est présenté dans la figure 2,a.La poutre est statiquement indéterminée et chargée avec les composants axial et radial de l'effort de coupe. Si on reduit ces efforts à l'axe de la poutre il en résulte un chargement avec une force F_{rp} perpendiculaire à l'axe au point 2 et avec un moment fléchisseur M_a de valeur

$$M_a = F_{ap} \cdot \frac{D_p}{2}$$

où D_p - le diamètre de la pièce.

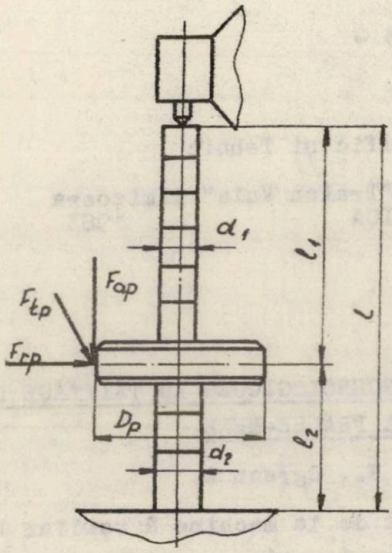


Fig.1. La schéma de chargement de la broche porte-pièce.

Le problème qui se pose est d'établir l'angle de rotation et la flèche de la poutre au point. 2. Dans ce but il faut d'abord éloigner l'indétermination de la poutre. Conformément aux théorèmes de Mohr-Maxwell et Betti on déduit la relation de calcul pour la réaction Y au point 1:

$$Y_1 \cdot \delta_{11} + \delta_{10} = 0 \qquad (1)$$

$$Y_1 = - \frac{\delta_{10}}{\delta_{11}} \qquad (2)$$

où $\delta_{11} = \frac{1}{E.I_z} \cdot m_z^2 \cdot dz$; $\delta_{10} = \frac{1}{E.I_z} M_z \cdot m_z \cdot dz$

et par conséquet

$$Y_1 = - \frac{M_z \cdot m_z \cdot d_z}{m_z^2 \cdot dz} \qquad (3)$$

avec les notations suivantes:

m_z - la loi de variation du moment fléchisseur donné par un effort unitaire $Y_1 = \bar{1}$ qui agisse au point 1, le système étant considéré non-chargé;

M_z - la loi de variation du moment fléchissur la poutre étant considérée sans l'appui libre 1 et chargée de la force F_{rp} et du moment M_a.

Ces deux lois peuvent-être écrites ainsi:

$m_z = z.\bar{1}$, pour $z \in (o,1)$;

o, pour $z \in (o,l_1)$;

$M_z = M_a - F_{rp}(z-l_1)$ pour $z \in (l_1,l)$.

Par remplacement dans la relation (3), on obtient finalement la formule de calcul pour la reaction au point 1 dans le plan YOZ:

$$Y_1 = - K_1 \cdot \frac{M_a}{l} - K_2 \cdot F_{rp} \qquad (4)$$

où $K_1 = \frac{3}{2}(1-K^2)$, $K_2 = \frac{3}{2}(K-1) - \frac{1}{2} K^3$, $K = \frac{l_1}{l}$

Pour calculer l'angle de rotation et la flèche au point 2 on écrit l'équation de la fibre moyenne déformée

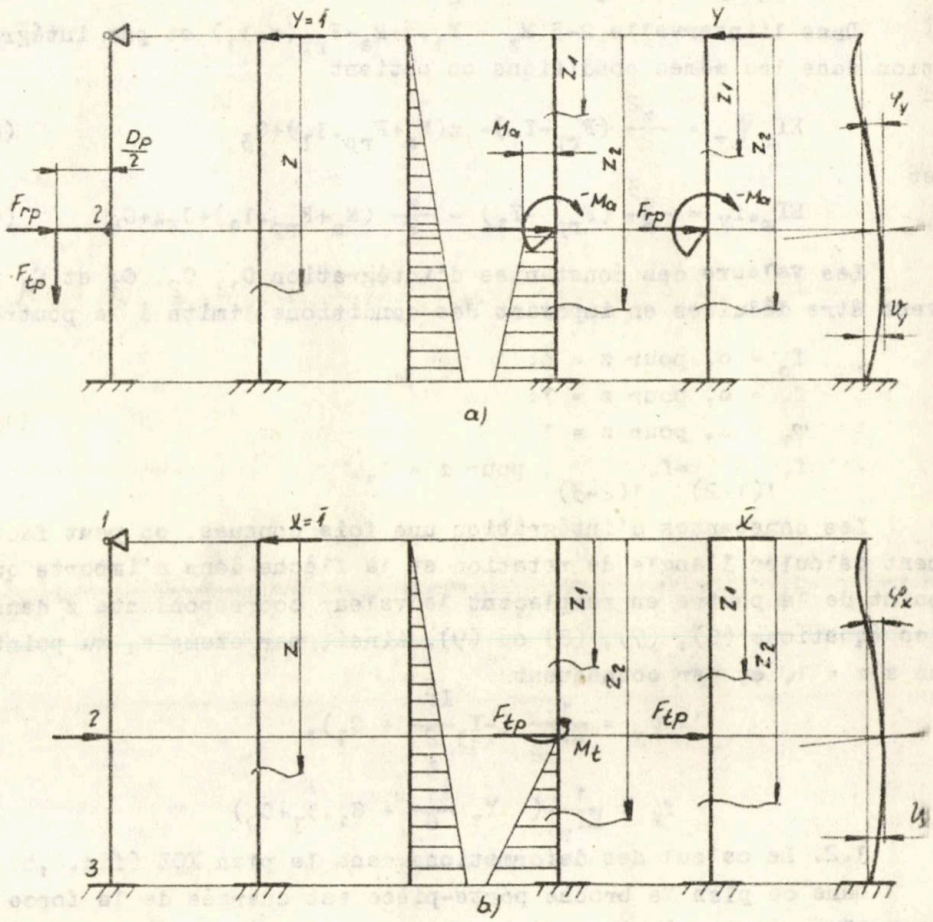


Fig.2. Le schéma de calcul des déformations de la broche porte-pièce.

$$EI_z \frac{d^2f}{dz^2} = -M_z \qquad (5)$$

Dans l'intervalle 1-2 $M_z = Y_1 . z$ et, par conséquent on peut écrire

$$EI_z \frac{d^2f}{dz^2} = -Y_1 z \; ; \qquad EI_z \frac{df}{dz} = -Y_1 \frac{z^2}{2} + C_1$$

Le terme $\frac{dv}{dz}$ représente l'angle de rotation φ_y de la poutre dans une section faite à la distance z donc

$$EI_z \cdot \varphi_y = - Y_1 \frac{z^2}{2} + C_1 \qquad (6)$$

Par une deuxième intégration on obtient la valeur de la flèche f_y dans la même section:

$$EI_z \cdot f_y = -Y_1 \frac{z^3}{6} + C_1 z + C_2 \qquad (7)$$

Dans l'intervalle 2-3 $M_z = Y_1 \cdot z + M_a - F_{rp}(z-l_1)$ et par intégration dans les mêmes conditions on obtient

$$EI_z \varphi_y = \frac{z^2}{2}(F_{rp} - Y_1) - z(M_a + F_{rp} \cdot l_1) + C_3 \qquad (8)$$

et

$$EI_z \cdot f_y = \frac{z^3}{6}(F_{rp} - Y_1) - \frac{z^2}{2}(M_a + F_{rp} \cdot l_1) + C_3 z + C_4 \qquad (9)$$

Les valeurs des constantes d'intégration C_1, C_2, C_3 et C_4 peuvent être déduites en imposant des conditions limite à la poutre

$$\begin{aligned} &f_o = o, \text{ pour } z = o; \\ &f_1 = o, \text{ pour } z = l; \\ &\varphi_1 = o, \text{ pour } z = l \\ &f_{l(l-2)} = f_{l(2-3)}, \text{ pour } z = l_1. \end{aligned} \qquad (10)$$

Les constantes d'intégration une fois connues, on peut facilement calculer l'angle de rotation et la flèche dans n'importe quel point de la poutre en remplaçant la valeur coorespondante z dans les équations (6), (7), (8) ou (9). Ainsi, par exemple, au point 2 on a $z = l_1$ et par conséquent

$$\varphi_y = \frac{1}{E \cdot I_z}\left(-Y_1 \frac{l_1^2}{2} + C_1\right),$$

$$f_y = \frac{1}{EI_z}\left(-Y_1 \frac{l_1^3}{6} + C_1 \cdot l_1 + C_2\right)$$

1.2. Le calcul des deformations dans le plan XOZ (fig.2,b)

Dans ce plan la broche porte-pièce est chargée de la force F_{tp} laquelle, réduite à l'axe de la broche, provoque une rotation à l'angle φ_x et une flèche f_x. Le cas est présenté dans la figure 2,b. Le système est statiquement indéterminé et pour sa résolution on applique la méthode utilisée à §1.1. On obtient

$$X_1 = - \frac{\delta_{10}}{\delta_{11}} = - \frac{M_z \cdot m_z \cdot dz}{m_z^2 \cdot dz}$$

ou $m_z = z \cdot \bar{1}$, pour $z \in (o, I)$;

$$M_z = \begin{cases} o, & \text{pour } z \in (o, I_1); \\ F_{tp} \cdot z & \text{pour } z \in (I_1, l). \end{cases}$$

et par conséquent

$$X_1 = - F_{tp}(1-K^3).$$

L'équation de la fibre moyenne déformée sera

$$E.I_z.\frac{d^2f}{dz^2} = - M_z$$

ou $$M_z = \begin{cases} X_1.z, & \text{pour } z \in (o, l_1); \\ X_1.z - F_{tp}(z-l_1), & \text{pour } z \in (l_1, l) \end{cases}$$

Par intégration et en remplaçant les valeurs de M_z correspondantes aux intervalles (o, l_1) et (l_1, l) on obtient

$$EI_z.\varphi_x = -X_1 \frac{z^2}{2} + C_1',$$

$$E.I_2.f_x = - X_1\frac{z^3}{6} + C_1' .z+C_2'$$

et

$$E.I_z \varphi_x = (- X_1 + F_{tp})\frac{z^2}{2} - F_{tp}.l_1.z + C_3'$$

$$E.I_z .f_x=(-X_1+F_{tp}) \frac{z^3}{6} - F_{tp}.l_1\frac{z^2}{2}+ C_3' + C_4'$$

Les conditions limite sont les mêmes que dans le cas du système (1o), ce qui permet d'établir les constantes C_1', C_2', C_3' et C_4'.

Ainsi, au point 2 l'angle de rotation et la flèche de la broche seront:

$$\varphi_x = \frac{1}{E.I_z} (- X_1.\frac{l_1^2}{2} + C_1')$$

$$f_x = \frac{1}{E.I_z} (-X_1 \frac{l_1^3}{6} + C_1'.l_1 + C_2')$$

1.3. Le calcul des déformations à la torsion.

A cause de la force F_{tp} la broche porte-pièce est soumise à une torsion. L'angle de torsion est donné par la relation connue:

$$\varphi_t = \frac{M_t.l}{G.I_p},$$

où $$M_t = F_{tp}\frac{D_p}{2}$$

2. Broche porte-outil

Le cas de chargement est présenté dans la figure 3. Sur la broche agissent les forces F_{ao} axiale, F_{ro} radiale et F_{to} tangentielle. La force F_{ao} réduite à l'axe de la broche produit le moment fléchisseur M_{ao}

$$M_{ao} = F_{ao}.\frac{D_{fm}}{2},$$

où D_{fm} - diamètre moyen de la fraise-mère.

Le contact entre l'alésage de la fraise-mère et la broche a lieu théoriquement selon un segment de droite de longueur l_2. De ce fait la charge radiale de la broche est considérée comme une présion uniformément distribuée sur cette longueur et qui a la valeur p.

2.1. Le calcul des déformations dans le plan XOY (fig.4,a).

Comme à 1.1. on peut écrire

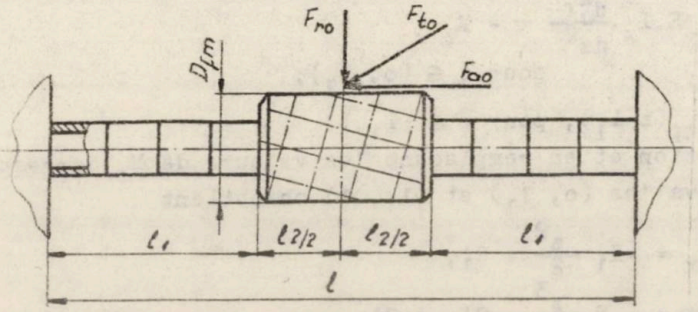


Fig.3. Le schéma de chargement de la broche porte-outil.

$$Y_1 = -\frac{\delta_{10}}{\delta_{11}}$$

ou $$\delta_{10} = \frac{1}{EI_x} M_x \cdot m_x \cdot dx, \quad \delta_{11} = \frac{1}{EI_x} m_x^2 \, d_x$$

Les moments fléchisseurs m_x et M_x ont les valeurs suivantes:

$$m_x = x \cdot \bar{1}, \qquad \text{pour} \quad x \in (o, 2l_1 + l_2);$$

$$M_x = \begin{cases} o, & \text{pour} \quad x \in (o, l_1); \\ -p \dfrac{(x-l_1)^2}{2}, & \text{pour} \quad x \in (l_1, l_1 + \dfrac{l_2}{2}); \\ -p \dfrac{(x-l_1)^2}{2} - M_a, & \text{pour} \quad x \in (l_1 + \dfrac{l_2}{2}, l_1 + l_2); \\ -pl_2 \, x - (l_1 + \dfrac{l_2}{2}) - M_a, & \text{pour} \quad x \in (l_1 + l_2, 2l_1 + l_2). \end{cases}$$

Pour calculer l'angle de rotation et la flèche on écrit l'équation de la fibre moyenne déformée

$$E \cdot I_x = \frac{d^2 f}{dx^2} = - Mx$$

laquelle, par intégration dans les intérvalles 1-2 et respectivement 2-3, sera

$$EI_s \varphi_y = - Y_1 \frac{x^2}{2} + C_1,$$

$$EI_x \cdot f_y = -Y_1 \frac{x^3}{6} + C_1 x + C_2,$$

et

$$EI_x \cdot \varphi_y = p \frac{x^3}{6} - (Y_1 + p \cdot l_1) \frac{x^2}{2} + p \frac{l_1^2}{2} x + C_3,$$

$$E \cdot I_x \cdot f_y = p \frac{x^4}{24} - (Y_1 + pl_1) \frac{x^3}{6} + p \frac{l_1^2}{4} x^2 + C_3 x + C_4.$$

Tenant compte des conditions limite

$f_{o(1-2)} = o$, pour $x = o$;

$f_{l_1(1-2)} = f_{l_1(2-3)}$, pour $x = l_1$;

$\varphi_{l_1(1-2)} = \varphi_{l_1(2-3)}$, pour $x = l_1$;

$\varphi_{o(1-2)} = D$, pour $x=o$.

on obtient les valeurs des constantes d'integration C_1, C_2, C_3 et C_4. On a noté avec D l'angle de rotation de la broche dans le palier libre

$$D = \text{arctg}\frac{J}{L} + \text{arctg}\frac{2\Delta}{L},$$

où J - le jeu téchnologique dans le palier;

L - la longueur du palier;

Δ - la déformation de contact calculée par les relations de Hoocke.

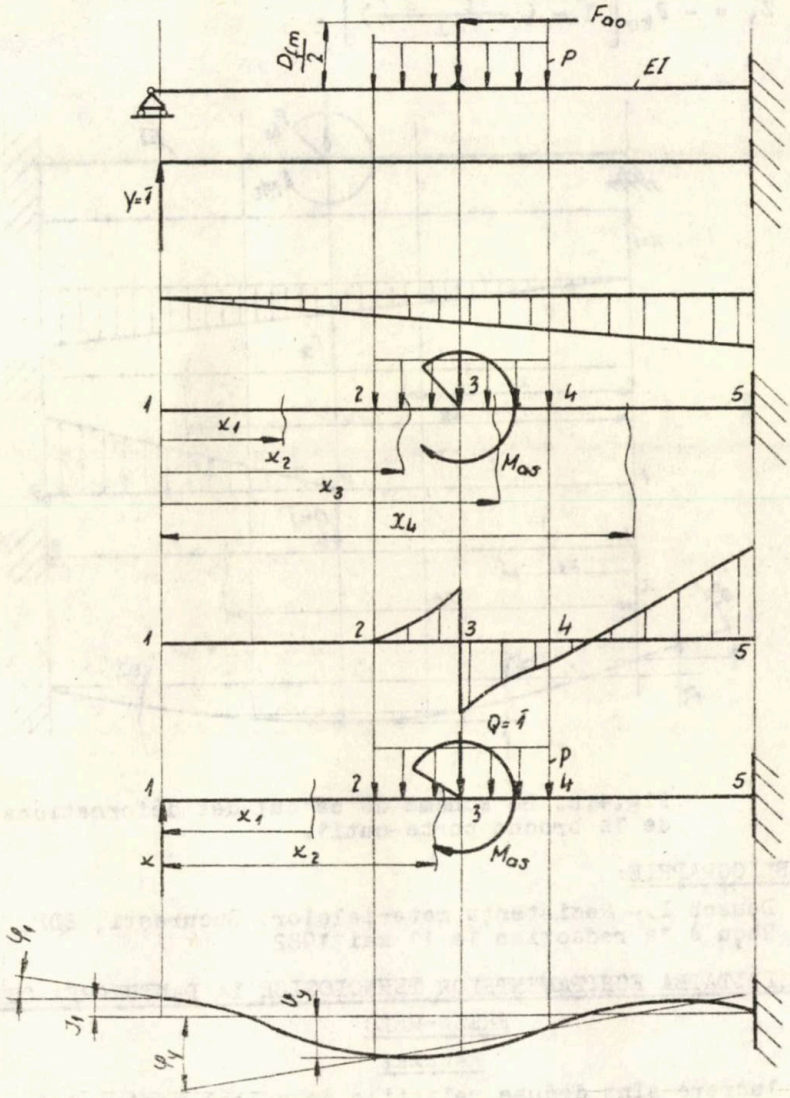


Fig.4,a. Le schema de calcul des déformations de la broche porte-outil.

2.2. Le calcul des déformations dans le plan XOZ (fig.4.b).

Le cas de chargement est identique à celui de 1.2 et finalement on aura les déformations suivantes:

$$f_z = \frac{1}{EI_x}\left[- Z_1 \frac{(l_1 + \frac{l_2}{2})^3}{6} + C_1'(l_1 + \frac{l_2}{2}) + C_2' \right],$$

$$z = \frac{1}{EI}\left[-Z_1 \frac{(l_1 + \frac{l_2}{2})^2}{2} + C_1' \right],$$

ou

$$Z_1 = - F_{to}\left[1 - \left(\frac{l_1 + \frac{l_2}{2}}{1} \right)^3 \right].$$

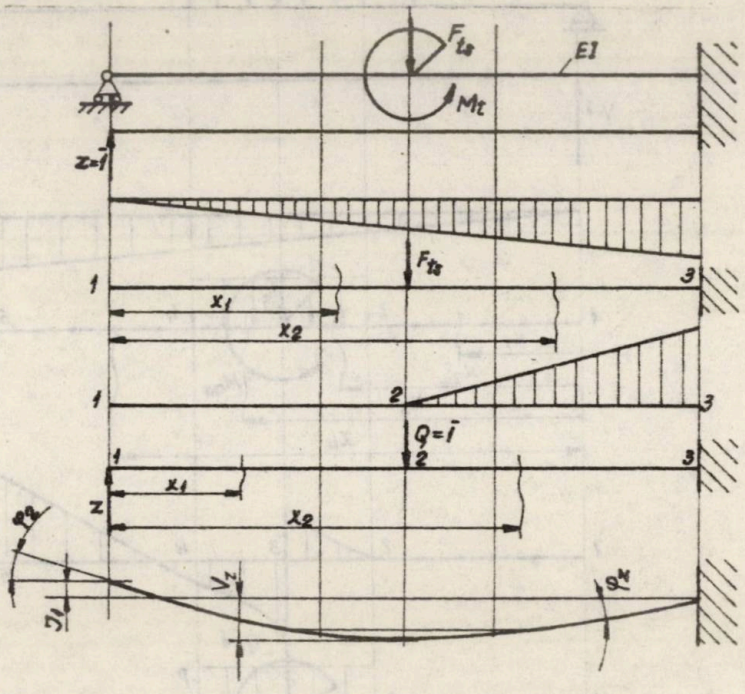


Fig.4,b. Le schéma de calcul des déformations de la broche porte-outil.

BIBLIOGRAPHIE:

1. Deusch I.- Rezistența materialelor, București, EDP, 198o.
Reçu à la redaction le 11 mai 1982

RIGIDITATEA ECHIPAMENTELOR TEHNOLOGICE LA DANTURAREA CU FREZA-MELC

Rezumat

In lucrare sînt deduse relațiile de calcul pentru deformațiile echipamentelor tehnologice (arbore port-piesă și arbore port-sculă) ceea ce permite ulterior o evaluare facilă a rigidităților.

Buletinul Stiinţific şi Tehnic
al
Institutului politehnic "Traian Vuia" Timişoara
Tom 28(42) MECANICA 1983

DINAMOMETRU CU TRADUCTORI TENSOMETRICI PENTRU MASURAREA FORTELOR LA STRUNJIRE

Radu I., Putz V., Pop I.

1. Consideraţii teoretice

Lucrarea prezintă construirea unui dinamometru destinat măsurării simultane şi independente ale celor trei componente a forţei de aşchiere la strunjire.

Necesitatea cunoaşterii mărimii forţelor de aşchiere este de mare importanţă pentru aprecierea comportării dinamice a sistemului tehnologic.

Principiul de construire a dinamometrului este cel al elementului elastic circular.

In figura 1 a şi b se prezintă schema de principiu a acţiunii forţei radiale F_y şi a forţei tangenţiale F_z asupra inelului circular.

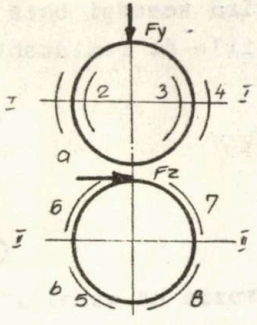


Fig.1. Schema de principiu a acţionării forţelor de aşchiere.

Dacă în figura 1, a (cazul acţionării forţei F_y) se notează în planul diametrului I-I zonele exterioare cu 1 şi 4 iar cele interioare cu 2 şi 3 iau naştere eforturi unitare maxime de întindere în punctele 1 şi 4, iar în punctele 2 şi 3 eforturi de compresiune.

Lipind în aceste locuri timbre tensometrice, sub influenţa forţei radiale F_y rezistenţa electrică a mărcilor 1 şi 4 se va mări, iar a mărcilor din zonele 2 şi 3 se va micşora.

Prin legarea acestor timbre în punte Wheastone, variaţia rezistenţei lor va provoca în diagonala de măsurare AB un dezechilibru $\triangle U_{AB}$.

Diferenţa de potenţial U_{AB} dintre capetele diagonalei punţii Wheastone se poate calcula cunoscînd tensiunea de alimentare E şi rezistenţele timbrelor tensiometrice: R_1, R_2, R_3 şi R_4.

$$U_{AB} = \frac{E \cdot R_1}{R_1 + R_3} - \frac{E \cdot R_2}{R_2 + R_4} \qquad (1)$$

Diferenţa de potenţial U_{AB} produsă, se poate calcula făcînd diferenţiala totală a funcţiei U_{AB} în raport cu variabilele R_1, R_2 şi R_3 şi R_4.

$$dU_{AB} = \left[\frac{\partial U_{AB}}{\partial R_1} dR_1 + \frac{\partial U_{AB}}{\partial R_2} dR_2 + \frac{\partial U_{AB}}{\partial R_3} dR_3 + \frac{\partial U_{AB}}{\partial R_4} dR_4\right] \qquad (2)$$

sau:

$$dU_{AB} = E\left[\frac{R_3}{(R_1+R_3)^2} dR_1 - \frac{R_4}{(R_1+R_4)^2} dR_2 - \frac{R_1}{(R_1+R_3)^2} dR_3 + \right.$$

$$\left. + \frac{R_2}{(R_2+R_4)^2} dR_4\right] \qquad (3)$$

Timbrele tensometrice se aleg însă de rezistenţă egală R, pentru a putea echilibra puntea Wheatstone şi scriind expresia (3) aplicînd teorema creşterilor finite se obţine:

$$\Delta U_{AB} = \frac{E}{2R} (\Delta R_1 + \Delta R_4 - \Delta R_2 - \Delta R_3) \qquad (4)$$

Avînd în vedere faptul că timbrele din punctele 1 şi 4 sînt întinse iar cele din 2 şi 3 comprimate şi avînd aceeaşi bază şi simetrie de dispunere, rezultă că între variaţiile de rezistenţă există relaţia:

$$\Delta R_1 = \Delta R_2 = \Delta R_3 = \Delta R_4 = \Delta R, \qquad (5)$$

astfel încît expresia (4) devine:

$$\Delta U_{AB} = \frac{2E}{R} \Delta R \qquad (6)$$

Din această relaţie se poate trage concluzia că sensibilitatea dinamometrului şi respectiv sensibilitatea măsurării depinde de numărul timbrelor tensometrice, modul lor de dispunere pe elementul elastic şi poziţia lor reciprocă în puntea Wheatstone.

In figura 1, b (cazul acţionării forţei tangenţiale F_z), timbrele tensometrice pun în evidenţă eforturi de întindere în punctele 6 şi 8, eforturi de compresiune.

Considerînd rezistenţele mărcilor ca fiind R_5, R_6 şi R_8 şi le-

gîndu-le în punte Wheatstone, se obţine în diagonala de măsurare dezechilibrul $\Delta' U_{AB}$.

Diferenţa de potenţial se poate exprima prin relaţia:

$$\Delta' U_{AB} = \frac{E}{2R} (\Delta R_6 + \Delta R_7 - \Delta R_5 - \Delta R_8), \qquad (7)$$

şi dacă se consideră, de asemenea, că rezistenţele Ohmice ale timbrelor sînt egale cu R, se obţine:

$$\Delta' U_{AB} = \frac{2E}{R} \Delta R.$$

2. Construcţia dinamometrului

Dinamometrul proiectat şi executat (fig.2) se compune din elementele elastice 1 şi 2, cuţitul 3 şi corpul 4.

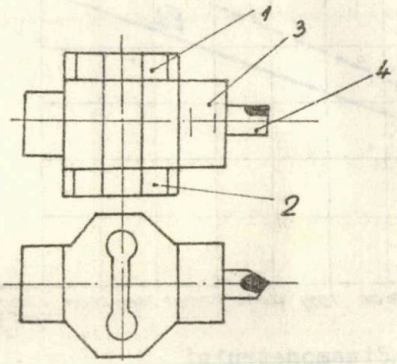


Fig.2 Construcţia dinamometrului

Forma geometrică a elementelor elastice şi modul de dispunere a timbrelor tensometrice în vederea măsurării componentelor Fz, Fy şi Fx, sînt arătate în figura 3.

3. Etalonarea dinamometrului

Etalonarea dinamometrului după cele trei direcţii ale forţei de aşchiere, s-a făcut pe o maşină de frezat pentru a asigura cele trei direcţii de încărcare. Ca element de încărcare a sistemului s-a utilizat un inel dinamometric dotat cu un ceas comparator a cărui caracteristică era cunoscută. Măsurătorile s-au efectuat cu ajutorul unui tensometru electronic tip N 2103.

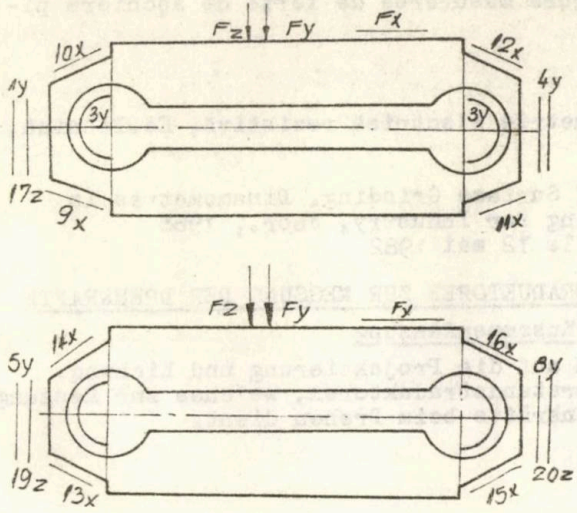


Fig.3 Forma geometrică a elementelor elastice şi aşezarea timbrelor.

Curbele de etalonare sînt prezentate în diagramele din figura 4.

4. Concluzii

Dinamometrul cu mărci tensometrice cu element

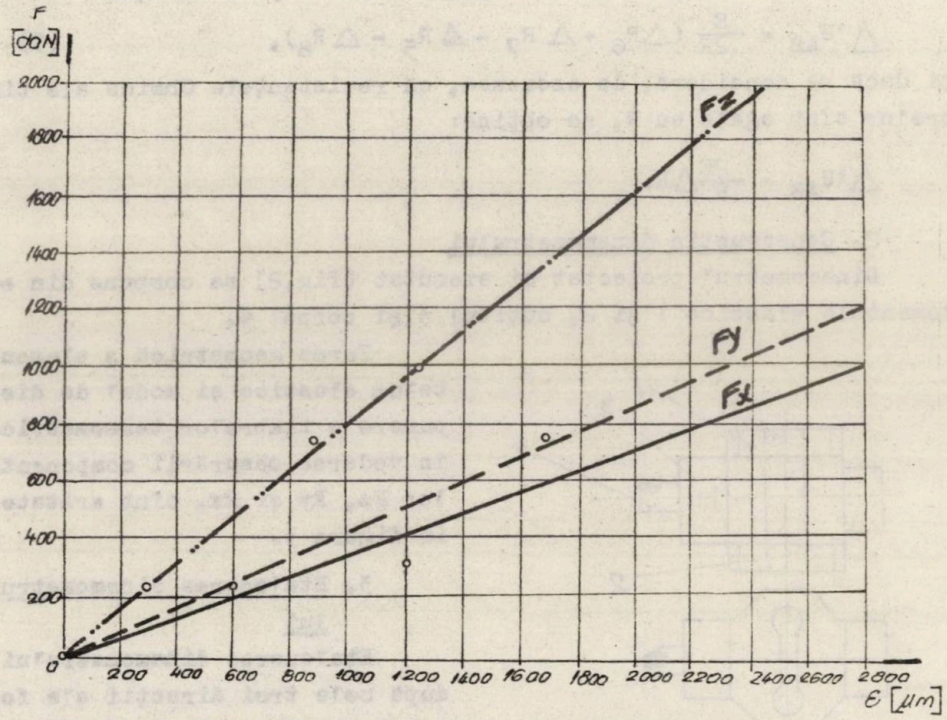


Fig.4. Curbele de etalonare ale dinamometrului

elastic circular asigură un mare grad de sensibilitate.

Forma constructivă asigură măsurarea de forţe de aşchiere pînă la 800-1000 daN.

BIBLIOGRAFIE

1. Buzdugan Gh., Tensometrie electrică rezistivă, Ed.Tehnică, 1966, Bucureşti.

2. Yang C.T., Design of Surface Grinding. Dinamometres in Journal of Engineering for Industry, Febr., 1968

Primită la redacţie la 12 mai 1982

DYNAMOMETER MIT TENSORTRADUKTOREN ZUR MESSUNG DER DREHKRAFTE

Zusammenfassung

Die Arbeit bezieht sich auf die Projektierung und Eichung eines Dynamometres mit Wiederstandstraduktoren, welches zur Messung der drei Komponenten der Spankräfte beim Drehen dient.

Buletinul Stiinţific şi Tehnic
al
Institutului politehnic "Traian Vuia" Timişoara
Tom 28(42) MECANICA 1983

AUSWAHLKRITERIEN DER STÄHLE FÜR OBERFLÄCHENHÄRTUNG

Mitelea I.

1. Charakteristische Bedingungen für die oberflächenhärtbaren Stähle

Die ständige Erweiterung der Oberflächenhärtungsmethoden wird durch die hohe Produktivität dieser Prozesse, die Verminderung der thermischen Verzerrungen, die Reduzierung der Oxidations- und Entkohlungsphänomene und folglich der Verminderung der Bearbeitungszugabe für das Schleifen erklärt. Zur gleichen Zeit bietet die Oberflächenhärtung günstige Bedingungen, um die Wärmebehandlung direkt in die Fertigungslinie zu integrieren, ohne den Bearbeitungsprozess zu unterbrechen; folglich wird die Automatisierung des Fertigungsprozesses ermöglicht. Die oberflächenhärtbaren Stähle müssen einen Mindestkohlengehalt von 0,35 % und im allgemeinem einen Höchstgehalt von 0,7% aufweisen. Folglich erhält man in der gänzlich austenitisierten und zu Martensit gehärteten Oberflächenschichte eine Härte von 50 bis 60 HRC.

Die materialgebundenen Hauptfaktoren, die die Realisierung der technischen Vorschriften für die Wärmebehandlung (Einhärtungstiefe und Oberflächenhärte) bedingen, sind:

a) Die austenitische Korngrösse.

In den meisten Fällen wird vom Material eine Korngrösse der Klassen 6...8 verlangt; bei dünnwandigen Werkstücken mit kleiner Einhärtungstiefe werden feinkörnige Stähle vorgezogen; bei dickwandigen Werkstücken mit grosser Einhärtungstiefe ist eine mittlere Korngrösse (N=6...8) günstiger. Es ist aber sehr wichtig, dass die Körngrösse des Werkstoffes, nach den vorhergehenden Bearbeitungen je gleichmässiger ist, damit die Verformungen durch die Wärmebehandlung minimal bleiben.

b) Das Ausgangsgefüge des Werkstoffes.

Um gute Ergebnisse zu erzielen muss das Ausgangsgefüge gleich-

mässig sein und kleine innere Spannungen aufweisen. Gewöhnlich wird der Werkstoff vor den Oberflächenhärtung einer Normalglühung, die zu einem perlitisch-ferritischen Gefüge führt, oder einer Vergütung unterzogen durch die man Anlass-Sorbit erhält. Obzwar man durch Normalglühen die Verfeinerung des Gefüges und das Vergrössern des Perlitanteils im Gefüge begünstigt, wird, wenn eine grössere Einhärtungstiefe notwendig ist, nach dem Schruppen die Vergütung als Wärmebehandlung empfohlen.

c) Die chemische Zusammensetzung

Für das gleiche Werkstück unter denselben technologischen Parametern sichert eine gleichmäsige chemische Zusammensetzung und hauptsächlich ein gleichmässiger Kohlenstoffgehalt, eine gute Wiederholbarkeit der Ergebnisse.

Wenn der Stahl chemische Ungleichmässigkeiten in der Verteilung des Schwefels (S) und des Phosphors (P) aufweist und eine grössere Menge nicht metallischer Einschlüsse enthält, dann können in den oberflächengehärteten Werkstücken Risse und Abblätterungen der Randschichte auftreten, manchmal sogar nach einigen Tagen. Deshalb ist es notwendig, sorgfältig gegossene Sonderstähle zu verwenden.

d) Die Härtbarkeitswerte

Das Garantieren einer gewissen Härtbarkeit bei jedwelchen Satz der berucksichtigten Stähle ist von der Gleichmässigkeit der chemischen Zusammensetzung sowie von der Korngrösse des Gefüges abhängig. Die Existenz von chemischen Ungleichmässigkeiten sowie von einer ungleichmässigen Korngrösse führt zu statistisch weit getrennten Ergebnissen.

e) Das Fehlen der Oberflächenentkohlung

Das teilweise Verbrennen des Kohlenstoffs in den Oberflächenschichten der Werkstücke führt zur Verminderung der Härte, der Dauerschwingfestigkeit und der Verschleissfestigkeit. Beim Ausarbeiten der Fertigungsdokumente muss der Projektverfasser Massnahmen treffen, damit die Bearbeitungszugabe der Oberflächen, die oberflächengehärtet werden, grösser ist als die Entkohlungstiefe.

2. Die Auswahl des Stahls für die Oberflächenhärtung

Für die Fertigung von Werkstücken, die einer lokalen Wärmebehandlung unterzogen werden, verwendet man zwei Gruppen von Stählen: Kohlenstoffstähle und legierte Stähle.

Die Qualitätskohlenstoffstähle mit o,35 ... o,6% C, sichern nach der Oberflächenhärtung und dem Anlassen bei T = 16o ... 22o°C eine Oberflächenhärte von wenigstens 5o HRC; so erhält man bei Werkstücken aus OLC35 Härtewerte von HRC ≥ 5o; bei OLC45, HRC ≥ 53; bei

OLC5o HRC ⩾ 55 und bei OLC6o, HRC ⩾ 58.

Im allgemeinem ist die vorhergehende Wärmebehandlung eine Normalglühung, während die optimalen Abschreckmittel bei der Härtung das Wasser (für % C ⩽ o,45) oder wässrige Lösungen (für % C > > o,45) sind. Mit dem Ansteigen des Kohlenstoffegehalts wächst das Rissbildungrisiko beim Härten, hauptsächlich wenn grosse Querschnitttänderungen auftreten oder die Abschreckmitteltemperatur zu niedrig ist. Die Stähle OLC 35 und OLC 45 verwendet man zu Wekstücken mit relativ einfacher Form und deshalb ausgeglichener Geometrie die kleinen und mittleren Dauerschwingbeanspruchungen ausgesetzt sind und eine grosse Oberflächenhärte verlangen, ohne all zu hohe Ansprüche an die Härte der tieferen Schichten zu stellen.

Legierte Stähle für die Oberflächenhärtung haben einen Kohlenstoffgehalt zwischen o,35 und o,45% und weisen in der chemischen Zusammensetzung als Legierungselemente Cr, Mo, Ni, Si, B auf. Sie sichern eine Endhärte von 52 ... 6o HRC; zum Beispiel, die Stähle 33 Mo Cr11 und 34 MoCrNi15, HRC⩾52; die Stähle 4oCr1o, 4oBCr1o und 41 MoCr11, HRC⩾55 und die Stähle 35 Mn 16 und 35 MnSi12 HRC⩾53.

Gewöhnlich ist die dem Oberflächenhärten vorangehende Wärmebandlung das Vergüten, womit man ein feines sorbitisches Gefüge erhält. In Abhängigkeit von der Werstückform können die Abschreckmittel Wasser, wässrige Lösungen, sogar Öl sein. Die legierten Stähle verwendet man für Werkstücke mit hoher Biege und Drehdauerfestigkeit, die neben einer hohen Oberflächenhärte auch in den tieferen Schichten höhe Härtewerte aufweisen müssen.

3. Der Entwurf der Auswahlkennzahl dieser Stähle

Die Auswahlkennzahl muss folgende Funktionen erfüllen:

- quantitativ alle relativen "Verdienste" von zwei oder mehreren Werkstoffen, die für eine gegebene Anwendung berücksichtigt sind, messen;
- genügende Flexibilität, die das "Abwägen" der wichtigsten gestellten Bedingungen erlaubt;
- das Ausscheiden der nicht aussagekräftigen Faktoren aus einem gegebenen Auswahlprozess erlauben.

Nach [1] können folgende Kriterien die Grundlage des Auswahlprozesses eines Werkstoffes, gleich welcher Bestimmung, sein:

1. Betriebseigenschaften
2. Kostenpreis
3. Verfügbarkeit
4. Anwendungsmöglichkeit
5. Fertigungseigenschaften
6. Funktionssicherheit
7. Gesundheitsschuts

Im Falle der Stahle für Oberflächenhärtung wurde für jeder

dieser Kriterien, die wichtigsten Kenngrössen, dem verfolgtem Zweck entsprechend, ermittelt. Diesen Kenngrössen wurden dann je eine Zahl zwischen 5 und 1 zugeordnet, die quantitativ ihre Wichtigkeit im Auswahlprozess ausdrückt. Um noch besser die Wichtigkeit einer gewissen Kenngrösse innerhalb eines Kriteriums zu unterscheiden, wird ein Vergrösserungsfaktor angewendet mit Werten von 1 bis 3. Die Summe der Höchstwerte, die nach dem Multiplizieren erhalten wurden, stellen den "idealen" Werkstoff für die berücksichtigste Anwendung dar, während die Gesammtwerte der bestimmten und multiplizierten Werte den analysierten Werkstoff kennzeichnen. Der Quotient zwischen der Gesamtheit der bestimmten Werte und der Summe der Höchstwerte stellt die Auswahlkenngrösse dar.

Erläuterndes Beispiel

Für die Fertigung von Zahnrädern für den Geschwindigkeitskasten eines Dieselmotors werden die Stähle 4o CrIo und 41 MoCrll empfohlen. Es sollen die Auswahlkenngrössen für beide Werkstoffe bestimmt werden.

A. Es wird für jedes Kriterium die Auswahlkenngrösse bestimmt

Benennung des Kriteriums	Höchstwert	Bestimmter Wert 4oCrIo	Bestimmter Wert 41MoCrll	Vergrösserungsfaktor	Multipliziertes Höchstwert	Bestimmter, multiplizierter Wert 4oCrIo	Bestimmter, multiplizierter Wert 41MoCrll
o	1	2	3	4	5	6	7
I. Betriebseigenschaften							
Oberflächenhärte	5	5	5	3	15	15	15
Dauerschwingfestigkeit	5	4	5	3	15	12	15
Verschleissfestigkeit	5	4	4	3	15	12	12
Zugfestigkeit	5	3	4	2	1o	6	8
Verformungskennwerte (A;Z)	5	4	4	2	1o	8	8
Kerbschlagzähigkeit KCU	5	4	4	2	1o	8	8
Verhältnis Rm/G	5	3	4	2	1o	6	8
II. Kostenpreis							
Versuchsmengen	5	2	2	1	5	2	2
Produktionsmengen	5	2	2	1	5	2	2

0	1	2	3	4	5	6	7
III. Verfügbarkeit							
Lieferantenzahl	5	2	2	1	5	2	2
Ankaufsmöglichkeit	5	2	2	1	5	2	2
Bestellzeit	5	2	2	1	5	2	2
IV. Anwendugsmöglichkeit							
Feuchtes Arbeitsklima	5	2	2	1	5	2	2
Korrosives Arbeitsklima	5	2	2	1	5	2	2
Hohe Temperaturen	5	2	2	1	5	2	2
V. Fertigungseigenschaften							
Härtbarkeit	5	3	4	3	15	9	12
Verformbarkeit	5	3	3	2	1o	6	6
Spannbarkeit	5	3	3	2	1o	6	6
VI. Funktionssicherheit							
Veränderlichkeit der - mechanischen	5	4	5	2	1o	8	1o
- thermischen Beanspruchung	5	3	3	2	1o	6	6
VII. Gesundheitsschutz							
Körperverletzungen	5	2	2	1	5	2	2
Toxizität	5	1	1	1	5	1	1

B. Es wird die Gesamtauswahlkennzahl bestimmt

Benennung des Kriteriums	Gesamt höchstwert	Gesamter bestimmter Wert 4o Cr1o 4 1Mo Cr11		Vergrösserungsfaktor	Gesamter multiplizierter Wert	Gesamter, multiplizierter, bestimmter Wert 4o Cr1o 4 1Mo
0	1	2	3	4	5	6 7
I. Betriebseigenschaften	35	27	3o	3	1o5	81 9o
II. Kostenpreis	1o	4	4	1	1o	4 4

0	1	2	3	4	5	6	7
III.Verfügbarkeit	15	6	6	1	15	6	6
IV.Anwendungsmöglichkeit	15	6	6	2	3o	12	12
V.Fertigungseigenschaften	15	9	1o	2	3o	18	2o
VI.Funktionssicherheit	1o	7	8	2	2o	14	16
VII. Gesundheitsschutz	1o	3	3	1	1o	3	3
Gesammt werte					22o	138	151

Die Auswahlkennzahl der beiden Stähle sind dann folgende:

$$\text{Stahl 4oCr1o:} I_{s1} = \frac{\text{Gesammter bestimmter Höchstwert}}{\text{Gesammter maximaler Höchstwert}} = \frac{138}{22o} \cdot 1ooo =$$

$$= 627,27$$

$$\text{Stahl 41MoCr11:} I_{s2} = \frac{\text{Gesammter bestimmter Höchswert}}{\text{Gesammter maximaler Höchstwert}} = \frac{151}{22o} \cdot 1ooo =$$

$$= 686,36$$

4. Schlussfolgerungen

Die beschriebene Auswahlmethode ermoglicht einen quantitativen Vergleich zwischen zwei oder mehreren Stählen, die für Oberflächenhärtung bestimmt sind. Sie kennzeichnet sich durch eine hohe Flexibilität und erleichtert entscheidend die Entwursarbeit des Maschinenbauingenieurs.

LITERATUR

1. Monack.J.A.- Materials Selection by the Design Engineer. I.E.E.E. Transactions on parts, Materials and packaging junè 197o.

2. Mitelea.I.- Studiul metalelor. Litografia I.P."Tr.Vuia" Timişoara, 1983.

3. Domşa.A. - Criterii cu privire la alegerea raţională a materialelor metalice în construcţia de maşini. Buletinul ştiinţific, seria Tehnică-Matematică vol.III, Sibiu, 198o.
Am 1 Februar 1983 in der Redaktion erhalten.

CRITERII DE SELECTIE A OTELURILOR PENTRU CALIRE SUPERFICIALA

Rezumat

In lucrare se analizează factorii principali legaţi de material care condiţionează realizarea prescripţiilor tehnice de tratament termic (grosimea stratului călit şi duritatea în zona de suprafaţă), precum şi grupele de oţeluri destinate execuţiei unor asemenea piese. Pornind de la funcţiile pe care trebuie să le îndeplinească indicele de selecţie a unui material, se stabileşte o metodologie de proiectare a acestuia.Ea se caracterizează printr-o mare flexibilitate, uşurînd munca inginerului proiectant.

Buletinul Stiinţific şi Tehnic
al
Institutului politehnic "Traian Vuia" Timişoara
Tom 28(42) MECANICA 1983

A METHOD FOR CALCULATING THE TECHNOLOGICAL PARAMETERS IN WELDING WITH COVERED ELECTRODES

Sălăgean T.

1. Primary Technological Parameters

The primary technological parameters (TP) in welding with covered electrodes are:

I_s welding current
U_a arc voltage (1)
v_s welding speed

Recent investigations [1, 2, 3] have made it possible for us to establish highly reliable statistical correlations among TP and also among them and some functional parameters (FP)

The functional parameters of interest for our purpose are:

d_e covered electrode diameter
A_d deposition rate (2)

E_u, E_r, E_s performance characteristics of covering (filling, fast welding character, welding in position).

The correlation are:

$I_s = 62{,}5 \cdot d_e - 50$ E_u (3)
$I_s = 56{,}0 \cdot d_e - 75$ E_r, E_s
$A_D = 1{,}588 \cdot 10^{-2}$ E_u (4)
$A_D = 0{,}756 \cdot 10^{-2} \cdot I_s + 0{,}68$ E_r, E_s
$U_a = 0{,}05 \cdot I_s + 10$ E_u, E_r, E_s (5)

The validity range of the correlations is:

$2{,}4 \leq d_e \leq 6{,}0$ mm (6)

and the units of measurement for the involved magnitudes are:

I_s(A); d_e(mm); A_D(kg/oră); U_a(V) (7)

2. Expressing Section A_t in Terms of d_e

Let A_t be the weld section made in one pass with the speed v_s, current I_s and voltage U_a. If the specific mass of the welding deposit is denoted by γ the following relationship is quite evident:

$$A_D = A_t \cdot \gamma \cdot v_s \qquad (8)$$

If v_s is measured in cm/min, γ in kg/dm^3 and A_t in mm^2, equation (8) becomes:

$$v_s = \frac{10^4 \cdot A_D}{6 \cdot A_t \cdot \gamma} \qquad (9)$$

The section of one pass A_t can be expressed in terms of covered electrode section $d_e^2/4$ so that:

$$A_t = k \frac{\pi \cdot d_e^2}{4} \qquad (10)$$

where k is a constant higher, equal or lower than the unit, as the welding speed v_s is low, medium or high.

One obtains:

$$kv_s = \frac{4 \cdot 10^4 \cdot A_D}{6 \cdot \gamma \cdot \pi \cdot d_e^2} \qquad (11)$$

If in equation (11) A_d is expressed in terms of I_s (relationships 4) and I_s is expressed in terms of d_e (relationships 3) one obtains direct relationships between the welding speed and the electrode diameter. For steel welding (γ=7,85 kg/dm^3) the relationships are:

$$kv_s = 270 \cdot \frac{d_e - 1{,}14}{d_e^2} \qquad E_u$$

$$kv_s = 54 \cdot \frac{2{,}2 \cdot d_e + 1}{d_e^2} \qquad E_r, E_s \qquad (12)$$

Product kv_s represents the welding speed at which the weld thickness deposited in one pass is equal to the covered electrode diameter. Table 1 shows the values of kv_s for the usual covered electrode diameters.

3. Calculation of Welding Time

Equations (12) can be used to calculate the real welding time of weld length unit. If one meter is taken as the unit, then the real welding time t_s will be expressed by:

$$\frac{t_s}{k} = \frac{d_e^2}{2{,}7 \cdot (d_e - 1{,}14} \qquad E_u \qquad (13)$$

$$\frac{t_s}{k} = \frac{d_e^2}{0{,}54 \cdot (2{,}2 \cdot d_e + 1} \qquad E_r, E_s$$

obtained in min/m, when d_e is introduced in mm.

Table 1

Welding speed kv_s for which weld section is equal to the covered electrode section.

d_e	$\frac{d_e^2}{4}$	kv_s cm/min	
		E_u	E_r, E_s
2,5	4,91	58,81	56,22
3,2	8,04	54,37	43,60
4	12,56	48,31	33,11
5	19,63	41,73	26,00
6	28,26	36,50	21,32

The real welding time t_s, the welding current I_s and the voltage U_a determine the energy needed for a weld one meter in length.

$$W_s = I_s . U_a . t_s \qquad (14)$$

Usually, this energy is expressed in Kwh/m and hence, equation 14 must be divided by 6.10^4, if I_s is given in amperes, U_a in volts and t_s in minutes for a weld one meter in length. If current (relationships 3) and voltage (relationship 5) are also expresed in terms of electrode diameter, the relationships for energy W_s have the form

$$\frac{W_s}{k} = \frac{d_e^2}{16,2.10^3.(d_e-1,14)} (62,5.d_e-50) + \qquad E_u$$

$$+ 0,005.(62,5.d_e - 50)^2 \qquad (15)$$

$$\frac{W_s}{k} = \frac{d_e^2}{3,24.10^3.(2,2.d_e+1)} (56,d_e-75)$$

$$+ 0,005.(56.d_e-75)^2 \qquad E_r, E_s$$

This energy is needed for the deposition of the metal quantity

$$MD = k. \frac{\pi . d_e^2}{4} .(1m) \qquad (16)$$

which, to result in kg/m, will be divided by 10^3 when d_e is expressed in mm, γ in kg/dm^3 and 1 meter is turned into 100 centimeters.

If W_s is divided by MD, one obtains the energy needed for the deposition of one kilogram of metal, which will be denoted by W and

will be expressed in K_{wh}/kg

Table 2.

Values of real welding time t_s, of the energy needed for making a weld one meter in length W_s and of the energy required for the deposition of on kilogram of metal W.

	d_e mm	t_s/k min/m		W_s/k kwore/m		W kwore/kg	
		v_e	v_r	v_e	v_r	v_e	v_r
E_u	2,5	1,7o2o697	1,7o	o,o46153112	o,o46	1,1974291	1,197
	3,2	1,841o643	1,84	o,o8o546550	o,o81	1,2762o73	1,276
	4	2,o72oo2o	2,o7	o,138133344	o,138	1,4o1oo34	1,4o1
	5	2,3987718	2,4o	o,24268824o	o,243	1,5753222	1,575
	6	2,7434842	2,74	o,39oo89loo	o,39o	1,7584175	1,758

v_e = precise value

v_r = approximate value

4. Calculation of Technological Parameters in Terms of d_e

The established relationships allow us to calculate all these magnitudes in terms of diameter d_e of the covered electrodes and of the performance characteristics of covering. The resulting values are shown in table 2. The weld metal weight for a weld one meter in length is given in Table 3.

Table 3.

Welding deposit in a weld one meter in length MD/K in terms of electrode diameter d_e

d_e	MD/k	kg/m
	v_e	v_r
2,5	o,o385435	o,o385
3,2	o,6231140	o,o631
4	o,o98596o	o,o986
5	o,154o563	o,1541
6	o,2218410	o,2218

v_e and v_r signify the same values as in Table 2.

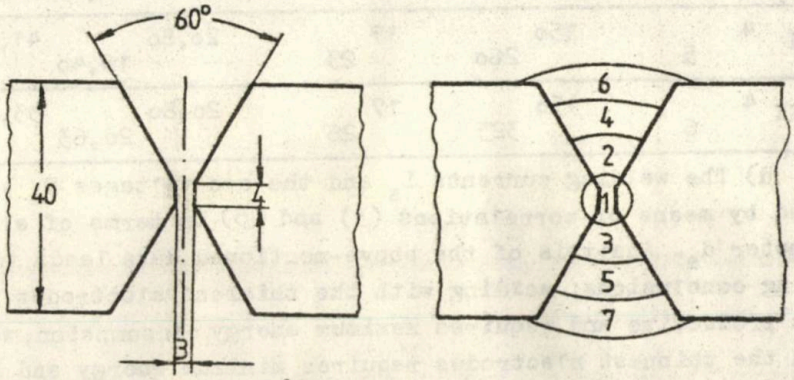
The calculation of primary technological parameters TP is carried out in steps:

a) The base metal MB, thickness and type of weld (butt or fillet) determine the groove to be employed and the number of passes n n_t, e.g. two plain low carbon steel plates 4o mm in thickness are butt welded.

An X groove of the dimensions shown in Fig. 1. is chosen. The first pass closes an area of 3x4= 12 mm^2 which forms the weld root. The next passes alternatively close the two areas of 147,5307 mm^2 each. The passes with sections:

$$A_1 = 2o\ mm^2 \qquad A_2 = A_3 = 15o\ mm^2$$

will be calculated with respect to weld heights. The first pass is made with E_s electrodes, their possible diametres being: d_{e1} =3,2mm and d_{e2} = 4 mm. The passes, for 13o mm^2 are made with E_u electrodes their possible diameters being: d_{e1} = 4 mm, d_{eII}=5 mm and d_{eIII} = = 6 mm.



$A_1 = 2o\ mm^2$; $A_i = 5o\ mm^2$; i = 2,3,...6

Fig.1. Groove and It_s Dimensions

Since the steel is plain low -carbon, a small number of passes can be chosen. In this case, three passes will be chosen for each section of 15o mm^2, so one pass will cover a 5o mm^2 section.

In conclusion, it has been chosen h_t = 7, out of which: h_1 covers the weld root with A_1 = 2o mm^2 and the other six h_i(i=2, 3, 4, ...6) cover a section with A_i = 5o mm^2 each.

b) For each diameter d_e, k is calculated by making the ratio between the required section and electrode section.

c) Knowing K, the welding speeds v_s are calculated by dividing the values given in table 1 to the value obtained for K. If the obtained speeds can be reached with SE procedure, the variants are accepted.

K can also help in calculating the real welding time t_s as

well as the required energy W_s using the data in Table 2.

Table 4.

Technological variants for the butt welding of plates 4o mm in thickness with SE procedure.

V	d_e 1,2 / d_e I,II,III mm	I_s 1,2 / I_s I,II,III A	U_a 1,2 / U_a I,II,III V	v_s 1,2 / v_s I,II,III cm/min	t_s min	W_s kwore m
1+I	3,2 / 4	1oo / 2oo	15 / 2o	17,53 / 12,13	55,36	3,395
1+II	3,2 / 5	1oo / 26o	15 / 23	17,53 / 16,4o	42,53	3,864
1+III	3,2 / 6	1oo / 325	15 / 26	17,53 / 2o,63	35,oo	4,296
2+I	4 / 4	15o / 2oo	17 / 2o	2o,8o / 12,13	54,3o	3,448
2+II	4 / 5	15o / 26o	17 / 23	2o,8o / 16,4o	41,47	3,916
2+III	4 / 6	15o / 325	17 / 26	2o,8o / 2o,63	33,94	4,35o

d) The welding currents I_s and the arc voltages U_a are calculated by means of correlations (3) and (5) in terms of electrode diameter d_e. Analysis of the above-mentioned data leads to the following conclusions: welding with the thickest electrodes is the most productive and requires maximum energy consumption; welding with the thinnest electrodes requires minimum energy and has the lowest productivity.

REFERENCES

1. Cary H.B.: Modern welding technology. Ed. Prentice-Hall New Jersey, 1979.

2. Sălăgean T.: L'uso della statistica nella saldatura. Rev. La saldatura autogena nr.1 - 1979.
Submitted on 28 March 1982.

O METODA DE CALCUL A PARAMETRILOR TEHNOLOGICI LA SUDAREA CU ELECTROZI INVELITI

Rezumat

Lucrarea prezintă o metodă de calcul a parametrilor tehnologici la sudarea cu electrozi înveliţi (curentul de sudare, tensiunea arcului, viteza de sudare).

Ideea fundamentală constă în corelarea parametrilor tehnologici cu diametrul electrodului. Ideea a fost practic posibilă fiindcă dispunem de o serie de corelaţii între aceşti parametri, calculate cu metode statistice. Datele primare au apărut din cercetări experimentale şi din publicaţii recente.

Buletinul Stiinţific şi Tehnic
al
Institutului Politehnic "Traian Vuia" Timişoara
Tom 28(42) MECANICA 1983

FORSCHUNGEN UND EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNGEN ZUM AUFBAU UND BETRIEB DES STIRNSEITIG ANGEBRACHTEN SCHOTENSAMMLERS AN DEN ERNTEMASCHINEN FUR GRÜNE BOHNEN

Stefan C., Niţă I., Neumann C.

1. Allgemeines

Der Schotensammler der Erntemaschinen für Bohnen ist ein Maschinenelement, von dessen Aufbau und Betrieb die Arbeitsqualität dieser Erntemaschinen abhängt.

Nach der Stellung des Schotensammlers zur Pflanzenreihe haben sich auf Weltebene zwei Varianten herausgebildet: längsgerichtete Schotensammler mit paralleler Stellung zur Achse der Pflanzenreihe und quergerichtete Schotensammler, mit lotrechter Stellung zur Achse der Pflanzenreihe.

Die Variante mit paralleler Stellung zur Achse der Pflanzenreihe erscheint bei den Erntemaschinen Simplex Rustica 66, Borga 111 und wurde beim Bau der rumänischen Maschine MFV-2 und anderer technischer Lösungen auf Weltebene angewendet. Die Variante mit lotrechter Stellung zur Achse der Pflanzenreihe erscheint bei den englischen Erntemaschinen Ploeger, bei der ungarischen FZB und bei anderen Maschinentypen.

Jede dieser beiden Ausrichtungen hat Vor- und Nachteile, die sowohl aus dem Aufbau der jeweiligen Maschinen als auch aus der Arbeitsqualität dieser Erntemaschinen hervorgehen.

Die Varianten mit längsgerichtetem Schotensammler sind kompakter aufgebaut und haben eine kleinere Abmessung, mit allen daraus hervorgehenden Vorteilen. Sie stellen aber hohe Anforderungen an einige technologische Parameter der Feldkultur, insbesondere an die Geradlinigkeit der Pflanzenreihen und auf die streng geradlinige Führung des Erntegerätes.

Die Beseitigung dieser Nachteile in nicht ganz geraden Pflanzenreihen von Flächen mit einigen Unebenheiten, ist der wichtigste

Vorteil, der für die Ausstattung der Erntemaschinen für grüne Bohnen mit quergerichteten Schotensammlern spricht.

Ist es im Falle der längsgerichteten Schotensammler nötig, dass die Maschine für jede geerntete Reihe einen Schotensammler hat, so wird dieser wesentliche Nachteil, der das Getriebe sehr kompliziert, bei den quergerichteten Schotensammlern endgültig beseitigt. Deshalb wurden diese Forschungen auf den Bau und den Betrieb der quergerichteten Schotensammler für grüne Bohnen ausgerichtet, welche auch stirnseitig angebrachte Schotensammler genannt werden, da sie am Vorderteil der Maschine angebracht sind.

2. Kinematische Beschreibung des stirnseitig angebrachten Schotensammlers.

Während des Betriebs erhält die Achse O des Schotensammlers (Abb. 1) eine Drehbewegung mit der Winkelgeschwindigkeit ω , jedoch damit ein optimaler Arbeitsgang erreicht wird, muss die Lage des Schotensammlers so festgelegt werden, dass die elastischen Abrupffinger der Länge L in der unteren Grenzlage um die, Angriffshöhe ganannte, Distanz h_a tiefer liegen als das unterste Niveau der Schoten. In der Tabelle 1 werden die technologischen Parameter der Feldkultur dargestellt, die zur engültigen Festlegung der kinematischen und Bauparameter in Betracht gezogen wurden.

1. Tabelle Technologische Parameter der Feldkultur, für welche die Versuche durchgeführt wurden.

Anzahl der geernteten Reihen	2
Zwischenreihenweite [mm]	45o
Stengelhöhe [mm]	18o - 25o
Anzahl der Triebe	4 - 7
Anzahl der Schoten an einem Trieb	2 - 5
Veränderungsbereich der Schotenlänge [mm]	85 - 12o
Form des Schotenquerschnitts-	ellipsoid bis kreisförmig
Schotendicke [mm]	5 - 8
Menge des Blattwerks	gross
Lage der Schoten auf dem Stengel -	gegen die Stengelmitte und in der oberen Hälfte

Die parametrischen Gleichungen der Bewegungsbahn, Gechwindigkeit und Beschleunigung der Fingerspitze M in Bezug auf ein festes System O_1XY, welches mit dem Boden fest verbunden ist, und wenn die Maschine sich mit der Lineargeschwindigkeit v_m bewegt, sind:

$$X = v_m t + [R + L]\sin \omega t; \qquad Y = Y_o + [R + L][1 - \cos \omega t] \qquad (1)$$

$$\dot{X} = v_m + [R + L] \cos \omega t; \qquad \dot{Y} = [R + L] \omega \sin \omega t \qquad (2)$$

$$\ddot{X} = -[R + L] \omega^2 \sin \omega t;; \qquad \ddot{Y} = [R + L] \omega^2 \cos \omega t \qquad (3)$$

wobei: t die Zeit; v_m - die Geschwindigkeit der Maschine; ω - die Winkelgeschwindigkeit des Schotensammlers; R - den inneren Halbmesser der Trommel des Schotensammlers; L- die aktive Länge des elastischen Abrupffingers; Y_o- die Distanz zwischen der Spitze des elastischen Abrupffingers in der untersten Lage und der Bodenoberfläche darstellt.

Die absolute Geschwindigkeit $\bar{v}$ der Fingerspitze M ist durch die Vektorbeziehung $\bar{v} = \bar{u} + \bar{v}_m$ gegeben.

(4)

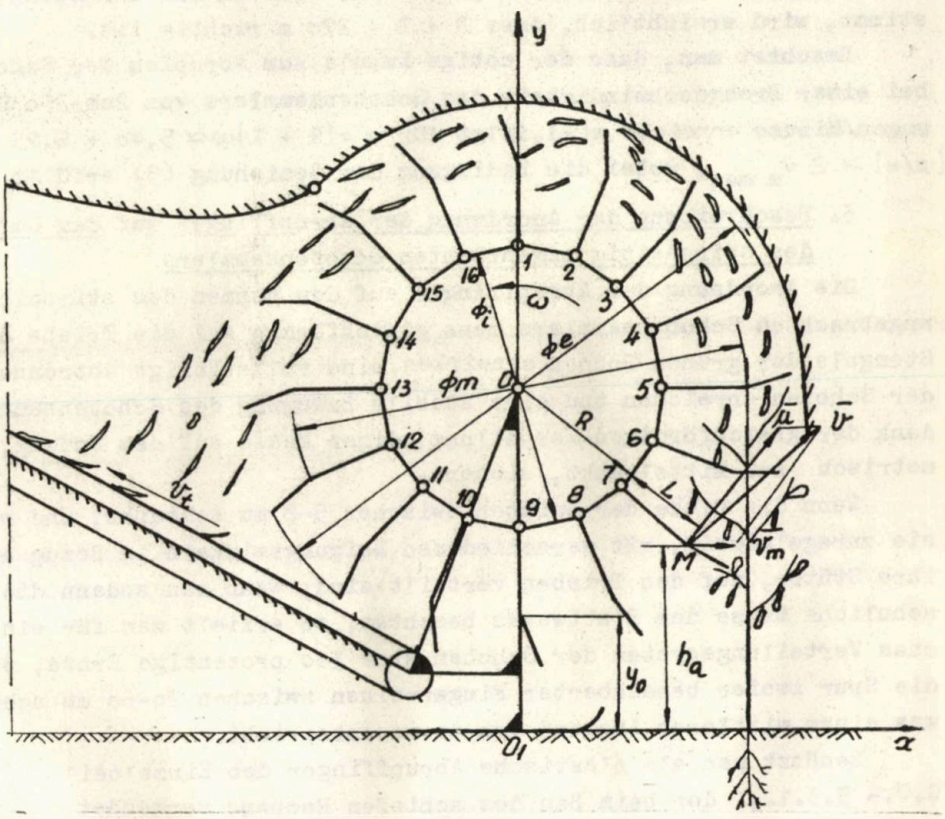


Abb.1. Schema zur kinematischen Beschreibung des Schotensammlers.

Ein wichtiger Parameter, von dem die Qualität des Arbeitsganges abhängt, ist das Verhältnis zwischen dem Laufwert der elastischen Abrupffinger und der Bewegungsgeschwindigkeit der Maschine. Der Verhältniswert λ kennzeichnet den kinematischen Betrieb des Schotensammlers. Damit die abgerupften Schoten aufgegriffen und auf der

Übertragungsbahn zum Förderband bewegt werden könen, muss die Bedingung:

$$[R + L]\omega > 2\, v_m \quad \text{beziehungsweise} \quad \lambda = \frac{[R + L]\omega}{v_m} > 2 \qquad (5)$$

erfüllt sein

Nimmt man als Höchstwert der Bewegungsgeschwindigkeit der Maschine 8 [km/h] beziehungsweise 2,2 [m/s] an, folgt daraus, dass die Laufgeschwindigkeit des Schotensammlers so verändert werden kann, dass $u > 4{,}4$ [m/s].

Indem man die Abmessungen der Trommel des Schotensammlers auf die Abmessungen des Stengels und die Verteilungszone der Schoten auf dem Stengels und die Verteilungszone der Schoten auf dem Stengel abstimmt, wird ersichtlich, dass R + L = 27o m richtig ist.

Beachtet man, dass der nötige Impuls zum Abrupfen der Schoten bei einer Drehgeschwindigkeit des Schotensammlers von 2oo-25o Umdrehungen/Minute erreicht wird, folgt für $u = [R + L]\omega \simeq 5{,}4o + 6{,}75$ [m/s] $> 2\, v_{m\ max}$, wobei die Bedingung der Beziehung (5) erfüllt ist.

3. Beschreibung der Anordnung der Abrupffinger auf dem Umfang des stirnseitig angebrachten Schotensammlers

Die Anordnung der Abrupffinger auf dem Rahmen des stirseitig angebrachten Schotensammlers muss gleichförmig auf die Triebe des Stengels der grünen Bohnen einwirken, eine vollständige Abtrennung der Schoten erreichen und eine stabile Bewegung des Schotensammlers, dank der gleichförmigen Verteilung seiner Masse auf dem Umfang, symmetrisch zum Mittelpunkt, sichern.

Wenn die Dicke der Schoten zwischen 5-8 mm schwankt, und wenn sie unregelmässig, mit verschiedenen Neigungswinkeln in Bezug auf ihre Stütze, auf den Trieben verteilt sind, wenn man sodann die ansehnliche Masse des Blattwerks beachtet, so erzielt man für ein solches Verteilungssystem der Schoten eine 1oo prozentige Ernte, wenn die Spur zweier benachbarter Fingerreihen zwischen 2o-6o mm schwankt, was einem mittleren Abstand von 4o mm entspricht.

Benützt man als elastische Abrupffinger den Einzelteil G.O.- 3.3.1., der beim Bau des schiefen Rechens verwendet wird, so ist das theoretische Schema ihrer optimalen Anordnung auf dem Rand des Schotensammlers, der zum gleichzeitigen Ernten zweier Pflanzenreihen von 45o mm Abstand, das in Abb. 2 dargestellte Schema.

Durch Versuche wurde jedoch bewiesen, dass die Summe der zum Abtrennen der Schoten und der Blattmasse nötigen Kräfte grösser ist als die Summe der Kräfte, die die Bohnenpflanzen im Boden festhalten.

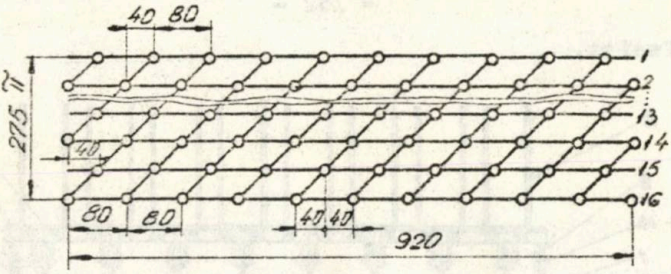


Abb.2 Das theoretische Schema der optimalen Anordnung der elastischen Abrupffinger auf dem Umfang des Schotensammlers.

Es erwies sich deshalb als nötig, das Abrupfen der Schoten und der restlichen Blattmasse in zwei Stufen durchzuführen. Diese Lösung ist die beste und sichert eine vollständige Ernte, ohne eine einzige Pflanze aus dem Boden zu reissen. Um diese Bedingungen zu erfüllen, wurden die elastischen Abrupffinger auf 16 Stäbe verteilt, wie aus Abb.3 ersichtich ist. Hier wird ein Segment der beiden Stäbe dargestellt, die sich 8mal wiederholen. Dieses hat sich als die beste Lösung erwiesen und sichert eine einwandfreie Qualität des Abtrennungsvorganges der Schoten und der Blattmasse.

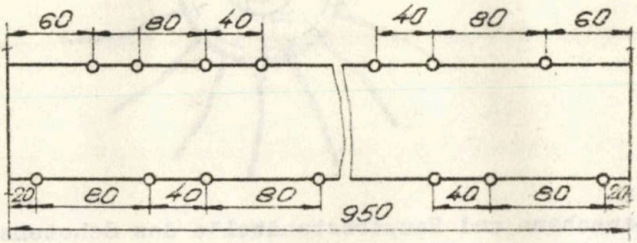


Abb.3 Schema der reellen Verteilung der elastischen Abrupffinger

4. Aufbau des stirnseitig angebrachten Schotensammlers

Der stirnseitig angebrachte Schotensammler ist der Bauweise nac ein Trommeltyp, wobei die elastischen Finger auf festen Stangen angebracht sind, welche ihrerseits in den äusseren Stützscheiben befestigt und durch die Hauptwelle zur Drehbewegung angetrieben werden.

In der Zone, in welcher die elastischen Finger auf den äusseren Längsstangen der Schotensammlertrommel angebracht sind, wurden Gehäuseplatten befestigt, die das eventuelle Eindringen der Schoten in den zentralen Teil des Schotensammlers verhindern. Die Gehäuseplatten sind eben, während die Peripherie des Schotensammlers ein Vieleck-

profil aufweist.

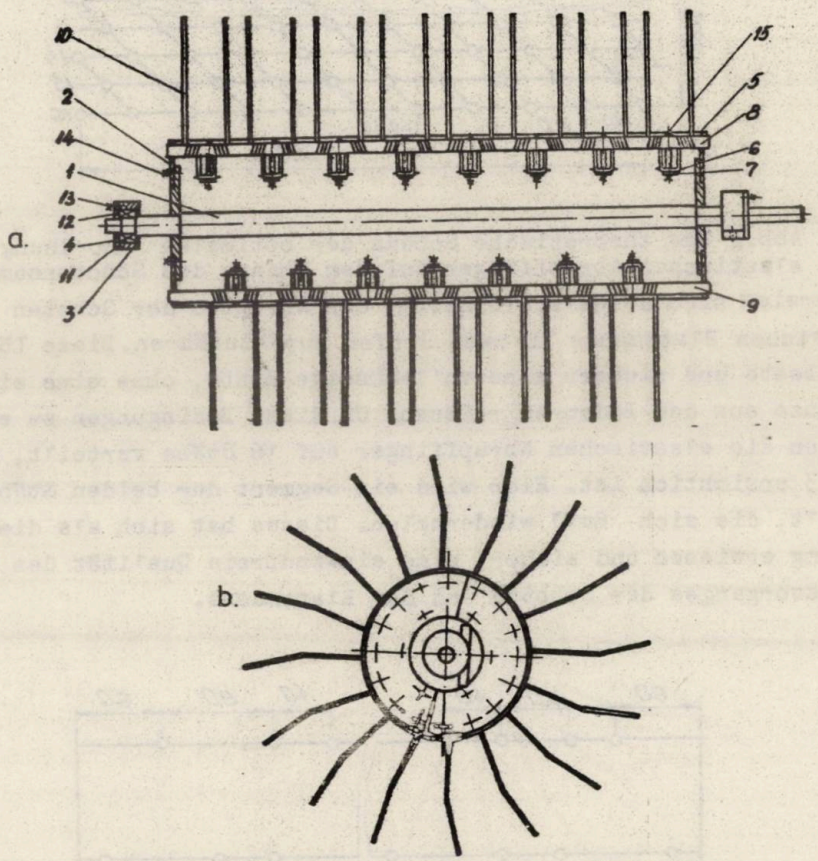


Abb.4 Bauschema und Hauptbestandteile des Schotensammlers

a- Längsschnitt, b- Vorderansicht; 1- Achse, 2- Halbflansche, 3- Lagerkörper, 4- Lagerdeckel, 5- Gehäuseplatte, 6- Federführungsplatte, 7- quadratische Scheibe, 8,9- Federstützrohr, 1o- Feder, 11- Kugellager, 12- Dichtungsring, 13,14,15- Schrauben.

Um die Übertragungskapazität der abgetrennten Masse zum Übernehmerbeförderer zu vergrössern, wurden die elastischen Finger um 12o mm verlängert und diese zusätzliche Länge mit dem Krümmungsradius von 2o mm gebogen, So bildet die zusätzliche Zone der Abrupffinger in jeder Reihe eine Trag- und Wurplattform für die abgeruptte Grünmasse, wobei sie deren Übertragung zum Übernehmerbeförderer am Hinterteil des Schotensammlers erleichtert und die Abtrennungsverluste restlos beseitigt.

Die wichtigsten Aufbauparameter des stirnseitig angebrachten Schotensammlers wurden aufgrund der Übereinstimmung mit den technologischen Parametern der Feldkultur und der Bohnenpflanzen bestimmt.

Diese sind in der Tabelle 2 dargestellt.

Tabelle 2. Aufbauparameter des stirnseitig angebrachten Schotensammlers.

Äusserer Duchmesser	[mm]	75o
mittlerer Durchmesser	[mm]	54o
innerer Duchmesser	[mm]	31o
Gehäusedurchmesser	[mm]	3oo
aktive Fingerlänge	[mm]	114
Gesamtanzahl der Abrupffinger der Schotensammleroberfläche		24o
Anzahl der Fingerstützstangen		16
Durchmesser der Fingerstützstangen	[mm]	22
Abstand zweier Finger auf einer Stange	[mm]	4o und 8o (abwechselnd)
Abstand zwischen den Fingern zweier benachbarter Umkreise	[mm]	2o und 4o (abwechselnd)
Anzahl der Abrupffinger auf einer Stange		16 und 14 (abwechselnd)
Dicke eines Abrupffingers	[mm]	6
aktive Länge des Schotensammlers	[mm]	92o
Gesamtlänge	[mm]	95o
Gesamtmasse des fertiggestellten Schotensammlers	[kg]	58

Der innere Durchmesser der Sammlertrommel wurde unter der Bedingung bestimmt, dass ein möglichst kompakter Verband erreicht wird, der eine einheitliche Verteilung der elastischen Abrupffinger und einen möglichst bequemen Auf- und Abbau ermöglicht, sowie das Aufwickeln der Bohnenpflanzen auf seinem Umfang verhindert.

5. Schlussfolgerungen

Die ausgeführten Forschungen und Experimente ermöglichen folgen Schlussfolgerungen:

- Der Aufbau und die Arbeitsweise des stirnseitig angebrachten Schotensammlers für grüne Bohnen wird theoretisch begründet und experimentell geprüft;

- Es werden den Entwurfstechnikern konkrete Werte für den Aufbau und die Arbeitsparameter des stirnseitig angebrachten Schotensammlers für grüne Bohnen zur Verfügung gestellt;

- Die unternommenen Versuche haben die besondere Güte des entworfenen und hergestellten Schotensammlers hervorgehoben, der das Abrupfen der Schoten und ihre Übertragung zum Übernehmerbeförderer verlustlos sichert;

- Die Forschungen und die durchgeführten Versuche sind absolut originell, da die verwirklichte und überprüfte bauliche Lösung des

des Schotensammlers in keiner anderen baulichen Lösung auf Weltebene erscheint;

- Die Kriterien, die der Bau- und Arbeitsweise dieses stirnseitig angebrachten Schotensammlers zugrunde liegen, können jedem Sammelgerät für industriell verwertbare, pflanzliche Produkte angepasst werden, falls das Sammelgerät eine ähnliche Ernteweise durchführt.

LITERATURANGABEN

1. Stefan C., Niţă I., Neumann C. - Studii şi cercetări experimentale privind modernizarea maşinilor pentru recoltat fasole verde. Protocol în baza contractului 52/1977 cu I.P.I.L.F. "Fructus" Timişoara.

2. Letoşnev M.N. - Maşini agricole. Editura Agro-Silvică de stat, Bucureşti, 1959.

3. Chiriac R.E., Chelemen I. - Consideraţii teoretice privind stabilirea principalilor parametri funcţionali ai ridicătorului de plante cu degete elastice. Studii şi cercetări de mecanică agricolă, Vol.IV.nr.1/1970.

4. Mihov A. - Novosti v zelenoinko proizvodstvo. Zemizdat Sofia, Kolos Moskva, 1972.
Am 18 Januar 1983 in der Redaktion erhalten.

STUDII SI CERCETARI EXPERIMENTALE PRIVIND CONSTRUCTIA SI FUNCTIONAREA CULEGATORULUI FRONTAL DE PASTAI DE LA MASINILE DE RECOLTAT FASOLE VERDE

Rezumat

In baza studiilor teoretice şi cercetărilor experimentale se stabilesc parametrii constructivi şi funcţionali optimi pentru un culegător frontal de păstăi destinat maşinilor de mare productivitate pentru recoltarea fasolei verzi.

Buletinul Stiinţific şi Tehnic
al
Institutului politehnic "Traian Vuia" Timişoara
Tom 28(42) MECANICA 1983

MANIFESTARI STIINTIFICE

A IV-a Conferinţă de Vibraţii în Construcţia de maşini

In perioada 26-27 noiembrie 1982 s-a desfăşurat la Timişoara "Conferinţa de Vibraţii în Construcţia de Maşini". Această manifestare ştiinţifică care continuă o tradiţie, începută în anul 1975, de a reuni cercetători din toată ţara în domeniul vibraţiilor, a fost pentru prima dată organizată şi cu participanţi din străinătate. Au luat parte la lucrările Conferinţei personalităţi ştiinţifice de renume din ţară şi din străinătate.

Au fost prezentate în cadrul conferinţei un număr de 122 lucrări ştiinţifice repartizate în cele patru secţii:

I Vibraţii şi vibropercuţii ale sistemelor dinamice
II Identificarea sistemelor dinamice. Metode experimentale în studiul vibraţiilor sistemelor dinamice
III Modele fizice în rezistenţa materialelor
IV Vibraţii la maşini şi agregate.

O pondere importantă printre lucrările prezentate la prima secţie au avut-o cele referitoare la sisteme vibropercutante ce au abordat atît metode generale de studiu, cît şi aplicaţii la sisteme cu caracteristici discontinue. Deasemenea multe lucrări s-au axat pe determinarea pulsaţiilor proprii şi a formelor proprii de vibraţii, precum şi pe utilizarea metodelor aproximative şi a calculului automat în soluţionarea problemelor de vibraţii. Au mai fost prezentate studii asupra răspunsului sistemelor mecanice la excitaţii deterministe şi aleatorii.

In mod special trebuie subliniat aportul unor autori privind fundamentarea matematică a unor aspecte privind studiul vibraţiilor.

In cadrul celei de a doua secţii au fost dezbătute probleme privind identificarea sistemelor dinamice, precum şi combaterea vibraţiilor şi zgomotelor. Au fost efectuate în cadrul lucrărilor

studii de vibraţii pe modele experimentale, verificări ale unor studii teoretice, realizări de maşini cu fiabilitate mare şi zgomot redus sau a unor vehicule cu grad de confort ridicat.

Secţia III-a a cuprins lucrări ce vizează comportarea mecanică a materialelor, a unor elemente de rezistenţă din construcţia de maşini. Subiectul multor lucrări l-a constituit determinarea cu precizie în timp a eforturilor şi a capacităţii structurilor de a suporta eforturi sub sarcini similare cu cele din exploatare. Deasemeni au fost tratate probleme privind verificarea structurilor la sarcini aleatorii.

Lucrările prezentate în cadrul celei de a patra secţii au abordat studii teoretice de dinamica maşinilor unelte, de studiul stabilităţii proceselor de aşchiere, cît şi de sporire a fiabilităţii şi eficienţei economice a maşinilor unelte. Multe dintre lucrări sînt de dinamica agregatelor acţionate de motoare electrice, prezentînd rezultate importante mai ales în legătură cu aplicaţiile lor în tehnică.

Cea de a IV-a "Conferinţă de Vibraţii în Construcţia de Maşini" a reprezentat, atît pentru cercetarea ştiinţifică fundamentală cît şi cea aplicativă, un eveniment de semnificaţie majoră. Prin confruntarea de idei a autorilor, prin ingeniozitatea soluţiilor direct aplicabile în producţie, prin legăturile ce s-au creiat între cadrele de cercetare, lucrările conferinţei au dat un impuls şi un stimulent important, pentru dezvoltarea şi amplificarea cercetărilor din domeniul vibraţiilor. Aceasta constituie garanţia organizării în aceleaşi condiţii a următoarei conferinţe la care să-şi aducă contribuţiile un număr sporit de participanţi care să concentreze toate forţele de cercetare din ţară în domeniul vibraţiilor.

Un aport deosebit la reuşita acestei conferinţe a fost dat de Intreprinderea "6 Martie" Timişoara atît prin participarea la organizarea conferinţei cît şi la creiarea unei ambianţe favorabile dezbaterii problemelor de vibraţii cu aplicabilitate directă în producţie.

Prof.dr.doc.ing.Gh.Silaş
Prof.dr.ing.L.Brîndeu
Lector dr.M.Toader

BUDAPESTI MŰSZAKI EGYETEM KÖNYVTÁR 1848